



TESIS - TM 142501

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH RASIO KOMPRESI
DAN PEMETAAN WAKTU PENGAPIAN SERTA
DURASI INJEKSI TERHADAP UNJUK KERJA DAN
EMISI GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R
BERBAHAN BAKAR BIOETANOL E70**

HANAPI HASAN
2115202005

DOSEN PEMBIMBING:
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017



THESIS - TM 142501

**EXPERIMENTAL STUDY OF INFLUENCE COMPRESSION
RATIO AND MAPPING IGNITION TIMING AND THE
INJECTION DURATION ON PERFORMANCE AND
EMISSION OF HONDA CB150R ENGINE FUELED
BIOETHANOL E70**

HANAPI HASAN
2115202005

SUPERVISOR:
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

MAGISTER PROGRAM
ENERGY CONVERSION OF ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2017

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Hanapi Hasan
NRP. 2115202005

Tanggal Ujian: Senin, 24 Juli 2017
Periode Wisuda: Semester Genap 2016/2017

Disetujui oleh:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., M.T (Pembimbing)
NIP: 19730116 199702 1 001

2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc (Penguji)
NIP: 19660402 198903 1 002

3. Ary Bachtiar Krishna P, ST., M.T., Ph.D (Penguji)
NIP: 19710524 199702 1 001



Dekan Fakultas Teknologi Industri

Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T
NIP. 19620507 199512 1 001

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN PEMETAAN WAKTU PENGAPIAN SERTA DURASI INJEKSI TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR BIOETANOL E70

Nama Mahasiswa : Hanapi Hasan
NRP : 2115202005
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

Abstrak

Penipisan cadangan minyak mentah dunia dan pertimbangan lingkungan telah berfokus pada sistem energi bersih, terbarukan dan berkelanjutan. Krisis energi dan pencemaran lingkungan menciptakan dorongan untuk mempelajari dan mengevaluasi alkohol sebagai bahan bakar di motor bensin. Etanol memiliki beberapa kelebihan dibanding bensin, seperti pengurangan CO, senyawa organik volatil (VOC) dan emisi hidrokarbon yang tidak terbakar (UHC) dan karakteristik anti-ketukan yang lebih baik, yang memungkinkan penggunaan rasio kompresi mesin yang lebih tinggi. Karena etanol adalah bahan bakar cair, penyimpanan dan pengeluaran etanol sama dengan bensin. Pada konsentrasi rendah etanol dapat digunakan pada motor bensin tanpa modifikasi apapun. Etanol murni dapat digunakan di motor bensin namun memerlukan beberapa modifikasi pada mesin. Beberapa perubahan yang bisa dilakukan adalah meningkatkan rasio kompresi di ruang bakar engine dan waktu pengapiannya.

Penelitian ini menggunakan engine Honda CB 150R dengan studi literatur mengenai penggunaan bahan bakar bioetanol. Untuk data acuan, dilakukan pengujian pada engine berbahan bakar Pertamina (RON 92) dengan ECU standar dan ECU Programmable. Selanjutnya untuk data uji, dilakukan dengan ECU Programmable dan bahan bakar bioetanol E70 (RON 104). Pengujian ini menggunakan waterbrake dynamometer dan dilakukan pada kondisi fully open throttle dengan putaran engine 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pada data uji, dilakukan pengujian penginjeksian bahan bakar untuk mencapai AFR bioetanol E70 dengan persentase penginjeksian sebesar 100, 125, 150, 175 dan 200 persen dari jumlah penginjeksian bahan bakar standar. Kemudian dilakukan pengujian dengan variasi ignition timing sebagai kelompok uji dengan mengambil 4 variasi advance ignition timing 16°, 20°, 24° dan 28° BTDC pada rasio kompresi yang telah dirubah menjadi 12, 12,5, dan 13. Pada setiap perubahan putaran engine, dilakukan pencatatan data meliputi torsi,

waktu konsumsi 25 ml bahan bakar, emisi gas buang, serta temperatur gas buang, engine, dan oli.

Dari penelitian ini didapatkan mapping durasi injeksi yang tepat pada putaran 2000 hingga 4000 rpm adalah 175%, pada putaran 5000 hingga 6000 rpm, durasi terbaik 150%, sedangkan pada putaran 7000 hingga 8000 rpm, durasi terbaik 125%. Untuk variasi rasio kompresi 12, 12.5, dan 13 yang diperlakukan dengan mapping ignition akan dibandingkan terhadap E0 pada tiap rasio kompresi. Pada CR=12 torsi turun rata-rata sebesar 2,04 %, Sfc mengalami peningkatan rata-rata sebesar 16,94 %, dan efisiensi thermal turun rata-rata sebesar 5,93 %. Pada CR=12,5 torsi naik rata-rata sebesar 0,67%, Sfc naik rata-rata sebesar 10,7 %, dan efisiensi thermal mengalami penurunan rata-rata 1,21%. Pada CR=13 torsi turun rata-rata sebesar 0,56%, Sfc mengalami peningkatan rata-rata sebesar 4,47%, dan efisiensi thermal turun rata-rata sebesar 2,59%. Dari hasil emisi, kandungan CO dan HC mengalami penurunan di setiap rasio kompresi, yaitu emisi CO pada CR 12, 12,5, dan 13 turun sebesar 44,56%, 52,74%, dan 70,55%. Emisi HC pada CR 12, 12,5, 13 turun sebesar 4,8%, 8,3%, dan 12,79%.

Kata Kunci : Bioetanol E70, Durasi Injeksi, Rasio Kompresi, Waktu Pengapian, Unjuk Kerja, Emisi

EXPERIMENTAL STUDY OF INFLUENCE COMPRESSION RATIO AND MAPPING IGNITION TIMING AND THE INJECTION DURATION ON PERFORMANCE AND EMISSION OF HONDA CB150R ENGINE FUELED BIOETHANOL E70

Name : Hanapi Hasan
Student Identity Number : 2115202005
Supervisor : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRACT

The rapid depletion of the world's crude oil reserves and environmental considerations has focused on the clean, renewable and sustainable energy systems. The energy crisis and environmental pollution created an incentive to study and evaluate alcohols as a fuel in spark ignition engines. Ethanol has some advantages over gasoline, such as the reduction of CO, volatile organic compounds (VOC) and unburned hydrocarbon (UHC) emissions and better anti-knock characteristics, which allow for the use of higher compression ratio of engines. Since ethanol is a liquid fuel, the storage and dispensing of ethanol is similar to that of gasoline. At the present time ethanol is used in spark ignition engines by blending with gasoline at low concentrations without any modification. Pure ethanol can be used in spark ignition engines but necessitates some modifications to the engine. Some changes that can be done is to increase the compression ratio in engine combustion chamber and ignition timing.

This study uses the Honda CB 150R engine with literature study on the use of bioethanol fuel. For reference data, tested on a fuel engine Pertamina (RON 92) with a standard ECU and a Programmable ECU. Furthermore for the test data, the experiment is conducted with ECU Programmable and bioethanol fuel E70 (RON 104). This test uses the waterbrake dynamometer and is done in fully open throttle condition with engine speed of 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, and 8000 rpm. In the test data, a fuel injection test was performed to achieve AFR bioethanol E70 with injection percentages of 100, 125, 150, 175 and 200 percent of the total fuel injection standard. Then tested the variation of ignition timing as the test group by taking 4 variations of advance ignition timing 16 °, 20 °, 24 ° and 28 ° BTDC at the compression ratio which has been changed to 12, 12,5, and 13. At each engine speed change, Data recording

includes torque, consumption time of 25 ml of fuel, exhaust emissions, exhaust gas temperature, engine temperature, and oil temperature.

As the result from the test, the correct mapping of injection duration at 2000 to 4000 rpm is 175%, at 5000 to 6000 rpm best duration 150%, while at 7000 to 8000 rpm the best duration is 125%. For the variation of 12, 12.5, and 13 compression ratios treated with ignition mapping will be compared against E0 for each compression ratio. In CR = 12 torque decreased on average by 2.04%, Sfc experienced an average increase of 16.94%, and thermal efficiency decreased on average by 5.93%. On CR = 12.5 torque increased on average by 0.67%, Sfc rose an average of 10.7%, and thermal efficiency decreased an average of 1.21%. At CR = 13 torque decreased on average by 0.56%, Sfc experienced an average increase of 4.47%, and thermal efficiency decreased on average by 2.59%. From proceeds, the content of CO and HC decreased each compression ratio, is emissions of CO on CR 12, 12.5, and 13 decreased by 44.56%, 52.74%, and 70.55%. Emissions of HC on CR 12, 12.5, 13 decreased by 4.8%, 8.3%, and 12.79%.

Key words: Bioethanol E70, Injection Duration, Compression Ratio, Ignition Timing, Performance, Emission

KATA PENGANTAR



Segala puji hanya bagi Allah Ta'ala yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan sehingga kami dapat menyelesaikan tesis dengan tema "Studi Eksperimen Pengaruh Rasio Kompresi dan Pemetaan Waktu Pengapian serta Durasi Injeksi terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E70".

Tesis ini merupakan persyaratan kelulusan Program Studi S-2 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Kami menyampaikan banyak terima kasih dalam penyusunan tesis ini kepada :

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng selaku Koordinator Program S-2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin dan Dosen Pembimbing.
3. Segenap Dosen dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin.
4. Semua keluarga di rumah yang selalu memberikan semangat dan doa.
5. Rekan-rekan seperjuangan S-2 di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Serta pihak-pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tesis ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa tesis ini masih banyak terdapat kekurangan dan kelemahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat konstruktif sebagai penyempurnaan proposal ini. Semoga amal kebaikan dari berbagai pihak di atas mendapat imbalan yang sepadan dari AllahTa'ala. Amiin.

Surabaya, 29 Juli 2017

Penyusun

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
 BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	5
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	
2.1 Motor Pembakaran dalam <i>Otto Cycle</i>	7
2.1.1 Siklus Kerja Motor Bensin Empat Langkah	7
2.1.2 Proses Pembakaran Motor Empat Langkah	8
2.1.3 <i>Valve Timing</i> Mesin Empat Langkah	9
2.2 Teori Pembakaran	10
2.2.1 Pembakaran Stoikiometri	10
2.2.2 Pembakaran Non-stoikiometri	11
2.3 Sistem Injeksi Bahan Bakar	12
2.4 Waktu Pengapian	13
2.5 <i>Electronic Control Unit</i> untuk Honda CB150R	14
2.6 Bahan Bakar	14
2.7 Parameter Unjuk Kerja Engine	18
2.7.1 Torsi	18
2.7.2 Daya (Brake Horse Power)	19
2.7.3 Tekanan Efektif Rata-rata (<i>Brake Mean Effective Pressure</i>)	19
2.7.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (<i>Specific Fuel Consumption</i>)	20
2.7.5 Efisiensi Thermal	21
2.8 Polusi Udara	22
2.8.1 Hidrokarbon (HC)	23
2.8.2 Karbon Monoksida (CO)	23
2.9 Penelitian Terdahulu	23
 BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Prosedur Penelitian	27
3.2 Prosedur Pengujian	28
3.2.1 Peralatan Pengujian	28
3.2.2 <i>Engine</i> Honda CB150R	30
3.2.3 Skema Pengujian	31
3.2.4 Persiapan Pengujian	31
3.2.5 Pengujian <i>Engine</i> Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina	32
3.2.6 Pengujian <i>Engine</i> Menggunakan ECU <i>programmable</i> Berbahan Bakar Pertamina	32
3.2.7 Pengujian <i>Engine</i> Menggunakan ECU <i>programmable</i> Berbahan Bakar E70	33

3.2.8 Akhir Pengujian	35
3.2.9 Rancangan Pengujian	35
3.3 <i>Flowchart</i> Penelitian	37

BAB IV HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi	41
4.2 Pengaturan <i>Electronic Control Unit</i>	44
4.2.1 Penyetelan Durasi Injeksi Bahan Bakar	44
4.2.2 Penyetelan Waktu Pengapian	44
4.3 Contoh Penghitungan	45
4.3.1 Penghitungan Torsi	45
4.3.2 Penghitungan Daya (Brake Horse Power)	46
4.3.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (Brake Mean Effective Pressure)	46
4.3.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (Specific Fuel Consumption)	47
4.3.5 Penghitungan Efisiensi Thermal	48
4.3.6 Penghitungan Air Fuel Ratio	48
4.4 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Menggunakan Bahan Bakar Pertamax (RON 92)	50
4.5 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Menggunakan Bahan Bakar Bioetanol E70 (RON 104) Variasi Durasi Injeksi Bahan Bakar	52
4.6 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Menggunakan Bahan Bakar Bioetanol E70 (RON 104) Variasi Rasio Kompresi dan Waktu Pengapian	57
4.6.1 Torsi sebagai Fungsi Putaran Engine	58
4.6.2 Daya sebagai Fungsi Putaran Engine	60
4.6.3 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP) sebagai Fungsi Putaran Engine	61
4.6.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC) sebagai Fungsi Putaran Engine	63
4.6.5 Efisiensi Thermal sebagai Fungsi Putaran Engine	65
4.6.6 Emisi Karbon Monoksida (CO) sebagai Fungsi Putaran Engine	66
4.6.7 Emisi Hidrokarbon (HC) sebagai Fungsi Putaran Engine	67
4.6.8 Analisa Emisi Gas Buang	69
4.6.9 Temperatur Engine, Oli, dan Gas Buang sebagai Fungsi Putaran Engine	70

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 Kesimpulan	73
4.2 Saran	73

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus motor bensin 4 langkah	7
Gambar 2.2 Grafik P- ϕ aktual untuk motor bensin 4 langkah	9
Gambar 2.3 Valve timing diagram 4 langkah	10
Gambar 2.4 Skema Sistem injeksi Secara Umum.....	13
Gambar 2.5 Skema Sistem pengapian Secara Umum.....	13
Gambar 2.6 Diagram Alir Elektronik Control Unit	14
Gambar 2.7 Waterbrake Dynamometer	19
Gambar 2.8 Gaya-gaya yang bekerja pada piston.....	20
Gambar 2.9 Emisi gas buang terhadap <i>Fuel Air Equivalent Ratio</i>	22
Gambar 2.10 Torsi dengan variasi campuran etanol dan bensin	24
Gambar 2.11 Pemetaan waktu pengapian pada kondisi MBT	24
Gambar 2.12 Power vs Rpm	25
Gambar 2.13 Variasi torsi dan BMEP dengan kompresi rasio	26
Gambar 2.14 Torsi vs ignition timing pada putaran 4000 rpm	26
Gambar 3.1 ECU <i>programmable</i>	28
Gambar 3.2 Waterbrake Dynamometer	28
Gambar 3.3 Exhaust gas analyzer	29
Gambar 3.4 Tabung ukur	29
Gambar 3.5 Thermocouple.....	29
Gambar 3.6 Blower	29
Gambar 3.7 Sepeda motor Honda CB150R	30
Gambar 4.1 Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi	42
Gambar 4.2 Dimensi Tebal <i>Packing</i> yang Diubah.....	42
Gambar 4.3 Koreksi Fuel	44
Gambar 4.4 Mengubah Parameter Waktu Pengapian	44
Gambar 4.5 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	51
Gambar 4.6 Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	53
Gambar 4.7 Grafik Torsi Mapping Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	54
Gambar 4.8 Grafik Mapping Injeksi Optimal	54
Gambar 4.9 Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	55
Gambar 4.10 Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi.....	55
Gambar 4.11 Grafik AFR Mapping Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	56
Gambar 4.12 Grafik Rata-rata AFR <i>Mapping</i> Injeksi.....	56
Gambar 4.13 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i> pada CR 12.....	58
Gambar 4.14 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i> pada CR 12,5.....	58
Gambar 4.15 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i> pada CR 13.....	58

Gambar 4.16 Grafik Torsi Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	59
Gambar 4.17 Grafik Daya Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	60
Gambar 4.18 Grafik Bmep Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	61
Gambar 4.19 Grafik SFC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	63
Gambar 4.20 Grafik Efisiensi Termal Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	65
Gambar 4.21 Grafik Emisi Gas CO Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	67
Gambar 4.22 Grafik Emisi Gas HC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	68
Gambar 4.23 Grafik Temperatur Engine Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	69
Gambar 4.24 Grafik Temperatur Oli Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	69
Gambar 4.25 Grafik Temperatur Gas Buang Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine	69

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i> dan <i>Bioetanol</i>	16
Tabel 3.1 Spesifikasi sepeda motor Honda CB150R	30
Tabel 3.2 Rancangan Pengujian	35
Tabel 4.1 Hasil Penghitungan Volume Clearance dan Volume Dome Piston	43
Tabel 4.2 Hasil Penghitungan Tebal <i>Packing</i>	44
Tabel 5.1 Hasil Penghitungan Durasi Injeksi Terbaik	73
Tabel 5.2 Hasil Penghitungan Kenaikan Torsi	73
Tabel 5.3 Hasil Penghitungan Mapping Ignition timing E70 CR = 12	73
Tabel 5.4 Hasil Penghitungan Mapping Ignition timing E70 CR = 12,5	74
Tabel 5.5 Hasil Penghitungan Mapping Ignition timing E70 CR = 13	74
Tabel A.1 Data Torsi (Nm) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	77
Tabel A.2 Data Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	77
Tabel A.3 Data Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	77
Tabel A.4 Data Temperatur Oli Mesin (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	78
Tabel A.5 Data Temperatur Gas Buang (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	78
Tabel A.6 Data Emisi CO (%) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	78
Tabel A.7 Data Emisi HC (ppm) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi	79
Tabel A.8 Data Torsi (Nm) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	79
Tabel A.9 Data Torsi (Nm) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	79
Tabel A.10 Data Torsi (Nm) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	80
Tabel A.11 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	80
Tabel A.12 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	80
Tabel A.13 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	81
Tabel A.14 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	81
Tabel A.15 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	81
Tabel A.16 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	82

Tabel A.17 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	82
Tabel A.18 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	82
Tabel A.19 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	83
Tabel A.20 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	83
Tabel A.21 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	83
Tabel A.22 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	84
Tabel A.23 Data Emisi CO (%) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i> ..	84
Tabel A.24 Data Emisi CO (%) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	84
Tabel A.25 Data Emisi CO (%) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i> ..	85
Tabel A.26 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	85
Tabel A.27 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12.5 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	85
Tabel A.28 Data Emisi HC (ppm) pada CR 13 dengan Mapping <i>Ignition Timing</i>	85
Tabel B.1 Data Daya (kW) pada CR 12 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	87
Tabel B.2 Data Daya (kW) pada CR 12.5 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	87
Tabel B.3 Data Daya (kW) pada CR 13 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	87
Tabel B.4 Data BMEP (KPa) pada CR 12 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	88
Tabel B.5 Data BMEP (KPa) pada CR 12.5 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	88
Tabel B.6 Data BMEP (KPa) pada CR 13 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	88
Tabel B.7 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i> ...	89
Tabel B.8 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12.5 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i> ..	89
Tabel B.9 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 13 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i> ...	89
Tabel B.10 Data η thermal (%) pada CR 12 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	90
Tabel B.11 Data η thermal (%) pada CR 12.5 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i> ...	90
Tabel B.12 Data η thermal (%) pada CR 13 dengan Variasi <i>Ignition Timing</i>	90

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penipisan cadangan minyak mentah dunia dan pertimbangan lingkungan telah berfokus pada sistem energi bersih, terbarukan dan berkelanjutan. Krisis energi dan pencemaran lingkungan menciptakan dorongan untuk mempelajari dan mengevaluasi alkohol sebagai bahan bakar di motor bensin[6,18]. Bahan bakar alternatif terbarukan, seperti yang didefinisikan oleh ACT Kebijakan Energi 1992 (EPACT), mencakup alkohol (biometanol, bioetanol dan lainnya), gas alam, gas bumi cair, hidrogen, bahan bakar cair yang berasal dari batubara, biofuel (termasuk biodiesel, gas sintesa dan lain-lain), dan listrik [16]. Mereka adalah kekuatan utama dalam upaya mengurangi konsumsi bahan bakar fosil dan dampak lingkungan (termasuk polutan berbahaya dan emisi gas buang) di sektor transportasi [17]. Pembakaran bahan bakar fosil tidak hanya menghasilkan karbon dioksida, tapi juga emisi CO, HC dan NO_x. Polutan membahayakan kelangsungan hidup manusia dan semua ekosistem di Bumi [13]. Bahan bakar alkohol dan khususnya etanol dapat dihasilkan dari sumber terbarukan, seperti tebu, singkong, jagung dan banyak jenis bahan limbah biomassa lainnya. Etanol memiliki beberapa kelebihan dibanding bensin, seperti pengurangan CO, senyawa organik volatil (VOC) dan emisi hidrokarbon yang tidak terbakar (UHC) dan karakteristik anti-ketukan yang lebih baik, yang memungkinkan penggunaan rasio kompresi mesin yang lebih tinggi. Karena etanol adalah bahan bakar cair, penyimpanan dan pengeluaran etanol sama dengan bensin[6].

Pada konsentrasi rendah etanol dapat digunakan pada motor bensin tanpa modifikasi apapun. Etanol murni dapat digunakan di motor bensin namun memerlukan beberapa modifikasi pada mesin[1,18]. Beberapa perubahan yang bisa dilakukan adalah meningkatkan rasio kompresi di ruang bakar *engine*, memodifikasi sistem pemasukan bahan bakar dan waktu pengapiannya. Dalam penelitian Kumar et al [10] yang meneliti campuran E0, E10, E30 dan E70 pada putaran rendah tahun 2009 menunjukkan bahwa pada variasi campuran E10 dan

E30, mengalami peningkatan torsi tidak signifikan dibandingkan dengan bensin murni, berbeda halnya dengan campuran E70 dimana terjadi peningkatan yang sangat signifikan. Sedangkan untuk emisi CO, HC, dan NO_x campuran E70 lebih rendah daripada E30, E10 dan bensin murni. Pada penelitian Celik et al [2] dimana variasi rasio kompresinya dari 6: 1 sampai 10: 1 dengan campuran etanol bensin menggunakan konsentrasi 0% (E0), 25% (E25), 50% (E50), 75% (E75) dan 100% (E100). Hasil menunjukkan dengan rasio kompresi 6: 1 pada putaran 2000 rpm untuk emisi CO, CO₂ dan NO_x campuran E75 mengalami penurunan yang signifikan dibandingkan dengan E0, E25 dan E50, sedangkan emisi HC pada campuran E75 mengalami peningkatan yang signifikan dibandingkan dengan E0 berbeda halnya dengan campuran E50 menghasilkan emisi HC yang lebih rendah. Daya mesin optimal terdapat pada campuran E50 dengan rasio kompresi 10: 1.

Penelitian dari Sudarmanta et al [14] menunjukkan bahwa bioetanol memiliki nilai kalor sekitar 60% lebih rendah dan nilai Research Octane Number (RON) yang lebih tinggi dari bahan bakar bensin. Bahan bakar E50 dengan CR 9,6 mempunyai range waktu awal pembakaran 20°-26° BTDC dan mengakibatkan torsi turun sebesar 4,12%, sedangkan E50 CR 11,6 mempunyai range waktu awal pembakaran 17°-23° mengakibatkan torsi naik 3,68%. Parameter ini mengharuskan adanya rasio kompresi yang lebih tinggi, memerlukan tekanan yang lebih tinggi, dan memerlukan sinkronisasi antara waktu injeksi dan waktu pengapian. Untuk tujuan tersebut, maka dibutuhkan ECU (Electronic Control Unit) yang bisa diprogram untuk menyesuaikan antara waktu injeksi dan pengapian. Jeuland et al [8] meneliti etanol murni pada motor bensin yang dilengkapi dengan turbocharger dan motor dimodifikasi pada sistem saluran bahan bakar, geometri silinder dan menaikkan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 12,5. Sebenarnya rasio kompresi yang lebih tinggi bisa saja diaplikasikan, namun pada penelitian-penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa rasio kompresi menengah ini adalah kompromi yang dilakukan supaya bisa menaikkan efisiensi engine dengan mempertimbangkan resiko akibat kerusakan mekanik. Rasio kompresi 12,5 dipilih untuk mengoptimalkan efisiensi mesin. Pada beban penuh, torsi dan daya maksimum yang dihasilkan lebih besar 15% dibandingkan bahan bakar bensin. Dalam penelitian Costa et al [3] meneliti pengaruh dari rasio kompresi pada kinerja mesin

bensin dengan campuran 78% bensin 22% ethanol (E22) atau etanol hidrat (E100). Variasi kecepatan dalam kisaran 1.500-6.500 rpm dengan tiga rasio kompresi diuji yaitu 10: 1, 11: 1 dan 12: 1. Hasil penelitian menunjukkan bahwa rasio kompresi yang lebih tinggi meningkatkan performa mesin untuk kedua bahan bakar di seluruh rentang kecepatan diuji, dengan efek utama yang diamati ketika etanol hidrat digunakan. Yucesu et al [17] dalam penelitiannya menemukan bahwa torsi mesin dengan rasio kompresi 11: 1 pada 2000 rpm mengalami peningkatan 8% dibandingkan dengan rasio kompresi 8: 1. Torsi campuran E60 menunjukkan kenaikan tertinggi sebesar 14% ketika rasio kompresi meningkat dari 8: 1 ke 13: 1. Bahan bakar E0 memiliki BSFC terendah dibanding campuran etanol lainnya dan mengalami penurunan 10% ketika rasio kompresi dinaikkan dari 8: 1 ke 13: 1. Bahan bakar E40 pada 2000 rpm menunjukkan penurunan 15% pada BSFC. Topgul, et.al. [15] meneliti pengaruh campuran etanol dan unleaded gasoline (E0, E10, E20, E40 dan E60), ignition timing dan compression ratio terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang. Peningkatan torsi pada semua penambahan etanol terjadi pada compression ratio 10:1, penurunan CO terbesar (32%) terjadi ada E40 dan compression ratio 9:1 sedangkan penurunan HC terbesar (31%) terjadi pada E60 dan compression ratio 10:1.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Pamuji [12] tentang pengaruh mapping ignition timing dan durasi penginjeksian bahan bakar pada mesin honda CB150R berbahan bakar bioetanol 100% dengan pemasukan udara natural menunjukan bahwa pada putaran engine 6000 sampai 8000 rpm campuran bahan bakar dan udara terlalu kaya sehingga di putaran tinggi membuat pembakaran tidak sempurna, hal ini mengakibatkan emisi gas buang kembali naik. Tetapi secara keseluruhan emisi gas buang yang dihasilkan bioetanol seperti CO dan HC mengalami penurunan masing-masing 1,34% dan 27,63% apabila dibandingkan dengan emisi dari gasoline. Dharmawan [4] dalam penelitiannya mengatakan bahwa pemakaian bioetanol 100% dengan variasi rasio kompresi dan durasi injeksi, dengan pemasukan udara natural hal ini menyebabkan pada putaran tinggi yaitu 6000 sampai 8000 rpm campuran bahan bakar menjadi kaya akibatnya emisi gas buang yang di hasilkan dari pembakaran seperti HC dan CO kembali mengalami peningkatan. Tetapi secara keseluruhan emisi gas buang yang

dihasilkan bioetanol masih mengalami penurunan seperti emisi CO menurun 64,764% dan HC mengalami penurunan 14,28% dibandingkan dengan emisi gas buang yang dihasilkan gasoline.

Pada penelitian ini akan dilakukan sebuah pengujian pada sepeda motor Honda CB150R dengan menggunakan bahan bakar bioetanol E70 (70% Etanol ditambah 30% Pertamax) yaitu dengan memvariasikan waktu pengapian, durasi penginjeksian dan rasio kompresi. Dengan variasi tersebut diharapkan akan dapat berkontribusi untuk pengembangan mesin kendaraan yang berkonsep berbahan bakar *flexible* (FFV) untuk mendorong etanol secara luas.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, dapat ditentukan beberapa rumusan masalah, antara lain :

1. Bagaimana pengaruh pemetaan penginjeksian bahan bakar terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70?
2. Bagaimana pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70?
3. Bagaimana pengaruh pemetaan sudut pengapian terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. *Engine* yang digunakan adalah Honda CB150R.
2. Bahan bakar yang digunakan yaitu bioetanol E70 (70% etanol RON 104 ditambah 30% pertamax RON 92).
3. Parameter yang diubah adalah pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar pada kondisi MBT (100%, 125%, 150%, 175% dan 200%), rasio kompresi (12:1, 12.5:1 dan 13:1) dan sudut pengapian (16°, 20°, 24° dan 28°) BTDC pada akhir langkah kompresi.
4. Putaran *engine* diatur pada 2000 hingga 8000 *RPM* dengan interval tiap 1000 *RPM*.
5. Pengujian dilakukan pada suhu ruangan (20°C – 25°C)

6. Pengujian unjuk kerja mesin menggunakan alat *Waterbrake Dynamometer* dengan metode *Fully Open Throttle* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Teknik Mesin ITS.
7. Hasil data yang diharapkan terdiri dari torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (*b MEP*), konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*), efisiensi termal (η_{th}) dan hasil uji emisi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui pengaruh pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70.
2. Untuk mengetahui pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70.
3. Mengetahui pengaruh pemetaan sudut pengapian terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi bahan acuan dalam pengembangan teknologi motor bensin berbahan bakar alternatif khususnya optimasi *engine* berbahan bakar bioetanol, selain itu juga dalam upaya mengaplikasikan sumber-sumber energi alternatif untuk menggantikan bahan bakar minyak yang lama kelamaan akan habis.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

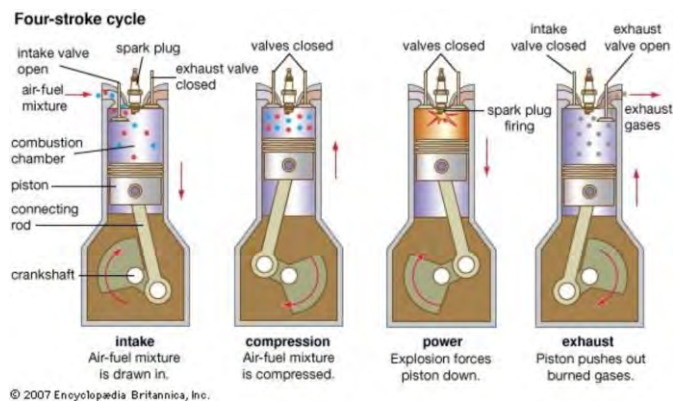
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Motor Pembakaran dalam *Otto Cycle*

Otto cycle engine biasa disebut juga dengan motor bensin empat langkah atau *Spark Ignition (SI) Engine* merupakan *engine* yang dioperasikan dengan penyalan api oleh busi. Bahan bakar yang digunakan dalam *engine* ini utamanya adalah bahan bakar bensin (*gasoline*).

2.1.1 Siklus Kerja Motor Bensin Empat Langkah

Motor bensin empat langkah termasuk dalam jenis motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*) yang menggunakan bensin sebagai bahan bakar. Energi kimia dari bahan bakar diubah melalui proses pembakaran di dalam suatu silinder tertutup ruang bakar menjadi energi thermal untuk kemudian diubah menjadi energi mekanis gerak translasi piston. Satu siklus operasi diselesaikan dalam empat langkah dari piston (dua putaran crankshaft). Setiap langkah menempuh 180° sehingga dalam satu siklus menjadi 720° [9]. Dari gambar 2.1 dibawah ini, siklus motor bensin empat langkah meliputi langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja, dan langkah buang.



Gambar 2.1 Siklus Motor Bensin 4 Langkah (Encyclopedia Britannica)

1. Langkah Hisap (*Intake*)

Langkah hisap dimulai dari saat piston bergerak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Pada langkah ini katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Campuran udara dan bahan bakar masuk melalui katup masuk.

2. Langkah Kompresi (*Compression*)

Langkah kompresi dimulai saat kedua katup menutup dan piston mulai bergerak dari TMB ke TMA untuk menekan campuran bahan bakar dan udara yang telah masuk ke dalam silinder hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu supaya campuran bisa terbakar. Sesaat sebelum piston mencapai TMA, campuran udara dan bahan bakar yang terkompresi di dalam bagian clearance dinyalakan dengan loncatan bunga api listrik yang berasal dari busi.

3. Langkah Kerja (*Expansion*)

Langkah kerja juga biasa disebut langkah usaha. Pada saat ini campuran bahan bakar dan udara yang terbakar pada tekanan yang tinggi akan menekan piston hingga bergerak ke TMB. Pada saat itu, kedua katup masih menutup. Pada langkah inilah tenaga didapatkan dan seiring gerak piston ke TMB, tekanan dan temperatur turun.

4. Langkah Buang (*Exhaust*)

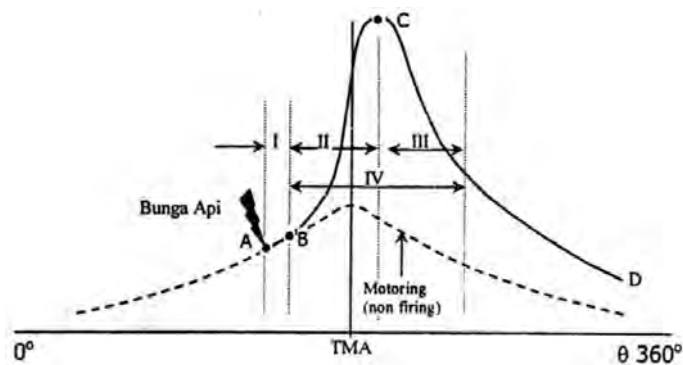
Sebelum piston mencapai TMB pada langkah kerja, katup buang terbuka sementara katup masuk masih menutup kemudian piston mulai bergerak dari TMB ke TMA dan mendorong gas sisa hasil pembakaran keluar melalui katup buang.

Keseluruhan proses di atas dapat terjadi apabila memenuhi beberapa kondisi berikut ini, yaitu :

- 1) Cukup tersedianya campuran bahan bakar-udara yang dapat terbakar.
- 2) Tersedia pemantik bunga api yang mampu membakar campuran bahan bakar-udara.
- 3) Adanya rambatan nyala api yang cukup stabil sehingga mampu membakar campuran bahan bakar-udara.

2.1.2 Proses Pembakaran Motor Empat Langkah

Menurut Kawano [9], pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar pada motor bensin terdiri dari beberapa tahapan seperti pada diagram dibawah ini.



Gambar 2.2 Grafik P- θ Aktual untuk Motor Bensin 4 Langkah (Kawano, 2011)

Keterangan:

- I : *Ignition Lag*
- II : *Flame Propagation*
- III : *After Burning*
- IV : Durasi Efektif Pembakaran

Tahapan pertama disebut *ignition lag* yang merupakan fase persiapan yang mana terjadi pertumbuhan dan perkembangan dari inti api. Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar, seperti, temperatur, tekanan, sifat gas buang dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. *Ignition lag* terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi. Tahap kedua disebut *propagation of flame* dimana terjadi perubahan temperatur, tekanan, dan sifat bahan bakar akibat oksidasi. Perubahan tekanan terjadi disepanjang garis pembakaran (B-C). Pada grafik diatas, titik C menunjukkan selesainya perjalanan api. Namun, pembebasan panas dari bahan bakar masih berlangsung meskipun tidak memberikan kenaikan tekanan di dalam silinder dikarenakan pada saat itu sudah terjadi proses ekspansi. Oleh karena itu, tahapan ini dikenal dengan istilah pembakaran lanjut (*after burning*).

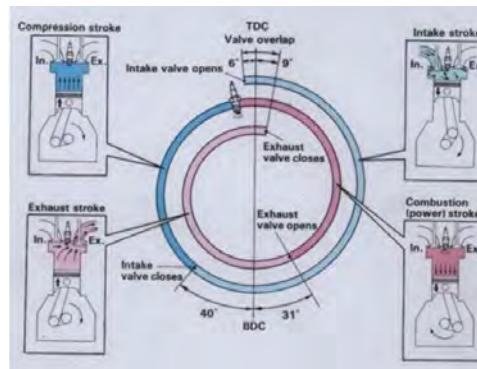
2.1.3 Valve Timing Mesin Empat Langkah

Waktu pembukaan dan penutupan katup pada siklus ideal yaitu pada saat piston berada tepat di TDC ataupun di BDC. Namun hal tersebut tidak mungkin terjadi dikarenakan beberapa factor berikut :

1. Faktor Mekanikal, dimana proses buka tutup katup dilakukan dengan mekanisme *cam*, buka tutup katup harus dilakukan secara perlahan untuk

menghindari keausan dan suara bising, dengan alasan tersebut proses buka tutup katup tidak boleh mendadak.

2. Faktor dinamik, selain masalah mekanikal proses buka tutup katup, pengaruh adanya aliran dinamik gas yang terjadi pada kedua katup.[9]



Gambar 2.3 Valve Timing Diagram Mesin 4 Langkah [9]

2.2 Teori Pembakaran

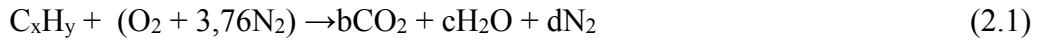
Secara teoritis, pembakaran dapat diartikan sebagai reaksi kimia berantai antara oksigen dengan elemen yang mudah terbakar (combustible element). Pembakaran adalah oksidasi bahan bakar secara cepat yang disertai dengan produksi panas dan cahaya [9]. Pelepasan panas dan cahaya ini ditandai dengan terbentuknya api. Sedangkan hasil pembakaran yang lain adalah karbon monoksida (CO), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon yang tidak terbakar, serta unsur metalik seperti timbal (Pb), tergantung dari jenis bahan bakarnya.

Oksigen (O₂) sebagai elemen yang jumlahnya di bumi mencapai 20,9%, sangat memegang peranan dalam proses pembakaran. Sedangkan hampir 79% dari udara adalah nitrogen yang merupakan gas yang mengurangi efisiensi pembakaran karena nitrogen akan menyerap panas dari pembakaran dan akan meningkatkan volume gas buang. Nitrogen juga mengurangi transfer panas pada permukaan gas buang dan pada suhu pembakaran yang tinggi. Nitrogen dapat bereaksi dengan oksigen untuk membentuk senyawa nitrogen oksida (NO_x) yang merupakan polutan beracun [6].

2.2.1 Pembakaran Stoikiometri

Jika ketersediaan oksigen cukup, bahan bakar hidrokarbon akan teroksidasi secara menyeluruh. Karbon yang ada dalam bahan bakar akan diubah

menjadi karbon dioksida (CO₂) dan hidrogen akan menjadi uap air (H₂O) [7]. Pembakaran yang demikian disebut dengan pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut.



Dari persamaan diatas bisa dicari kesetimbangannya, yaitu.

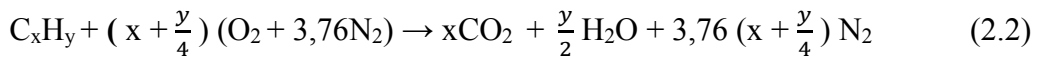
$$\text{Kesetimbangan C} : x = b$$

$$\text{Kesetimbangan H} : y = 2c \rightarrow c = y/2$$

$$\text{Kesetimbangan O} : 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = x + y/4$$

$$\text{Kesetimbangan N} : 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(x + y/4)$$

Maka persamaan 2.1 di atas menjadi



Jumlah oksigen yang di butuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{O_2} \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_x H_y}} \times \% C_x H_y \left(\frac{kg}{kg} \text{ bahan bakar} \right) \quad (2.3)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (air fuel ratio) untuk bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) adalah sebagai berikut :

$$(A/F)_S = \frac{m_{udara}}{m_{bahan bakar}} = \left(\frac{(\sum n_i M_i)_{udara}}{(\sum n_i M_i)_{bahan bakar}} \right) \quad (2.4)$$

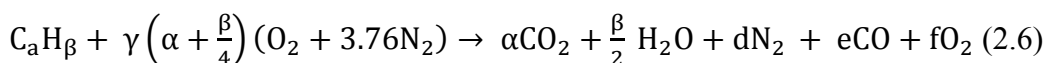
$$(A/F)_S = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{x \bar{M}_C + y \bar{M}_H} \quad (2.5)$$

Liu et al (2015) telah meneliti bahwa rasio udara dengan bahan bakar stoikiometri (AFR atau A/F ratio) untuk bahan bakar bensin adalah sebesar 14,7:1. Namun Kawano [9] menyatakan bahwa besarnya rasio udara dan bahan bakar stoikiometri sangat bergantung pada komposisi bahan bakar hidrokarbon sehingga mempunyai rentangan 14,6:1 sampai dengan 15:1.

2.2.2 Pembakaran Non-stoikiometri

Mekanisme pembakaran dalam aplikasinya dituntut dapat berlangsung secara cepat, sehingga sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat proses pencampuran antara udara dan bahan bakar yang tidak sempurna.

Pembakaran yang seperti ini disebut dengan pembakaran non-stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non-stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut:



Jadi intinya pembakaran dalam motor bakar ada tiga jenis menurut komposisi rasio antara udara dengan bahan bakar, yaitu:

1. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

3. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

Pada pembakaran juga dikenal rasio ekivalen (λ). Berikut adalah persamaan untuk menentukan besarnya λ .

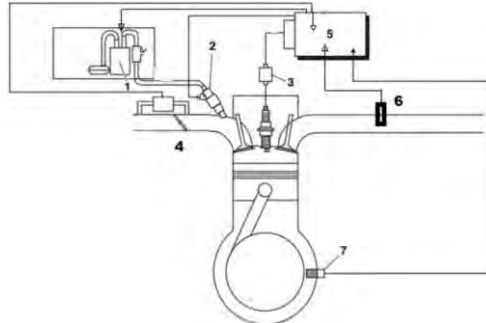
$$\lambda = \frac{(A/F)_{\text{aktual}}}{(A/F)_{\text{stoikiometri}}} \quad (2.7)$$

Besarnya λ untuk campuran stoikiometri adalah 1, untuk campuran miskin λ lebih besar dari 1 sedangkan untuk campuran kaya besarnya λ kurang dari 1.

2.3 Sistem Injeksi Bahan Bakar

Sistem injeksi atau EFI (Electronic Fuel Injection) adalah sistem yang digunakan sebagai pengganti sistem karburator, dimana pada sistem injeksi ini volume bahan bakar dan waktu penyemprotan dilakukan secara elektris. Sistem EFI kadang disebut juga dengan EGI (Electronic Gasoline Injection), EPI (*Electronic Petrol Injection*), atau PGM-FI (*Programmed Fuel Injection*). Penggantian sistem ini dimaksudkan untuk mencapai peningkatan unjuk kerja

mesin, pemakaian bahan bakar yang ekonomis, dan menghasilkan kandungan emisi gas buang yang rendah sehingga lebih ramah lingkungan [7].

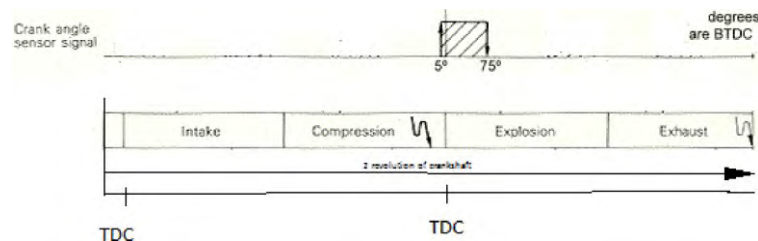


Gambar 2.4 Skema Sistem Injeksi Secara Umum (Kawano, 2011)

Keterangan :

1. Pompa bahan bakar/ *Fuel Pump*
2. *Fuel injector*
3. *Ignition coil*
4. *Throttle body*
5. ECU
6. Oksigen sensor (motor tahun 2015)
7. *Crank position sensor*

2.4 Waktu Pengapian



Gambar 2.5 Skema Sistem Pengapian Secara Umum

Pembakaran di dalam silinder kendaraan akan menentukan besarnya daya dan emisi dari gas hasil pembakaran tersebut. Pada motor bensin, penyalaan campuran bahan bakar dan udara yang ada di dalam silinder dilakukan oleh sistem pengapian, yaitu dengan adanya loncatan bunga api pada busi. Terjadinya loncatan api ini sekitar beberapa derajat sebelum TMA (titik mati atas) piston.

Untuk memperoleh daya yang maksimal, saat pengapian ini harus tepat, bila pengapian terlalu cepat, maka gas sisa yang belum terbakar, terpengaruh oleh

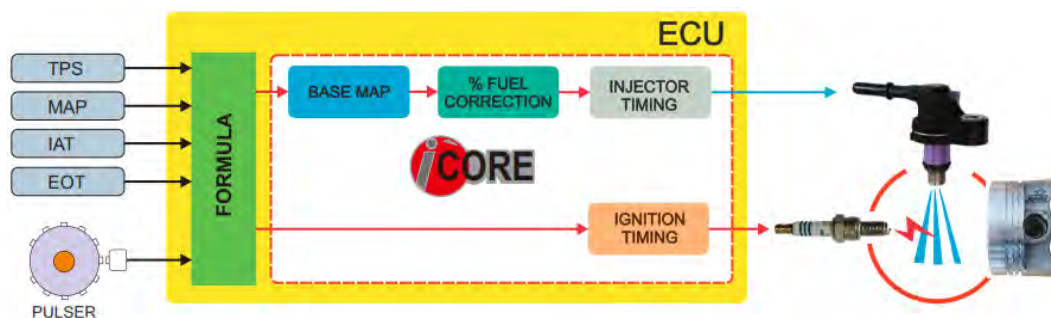
pembakaran yang masih berlangsung dan pemampatan yang masih berjalan, akan terbakar sendiri. Hal ini akan menjadikan kerugian. Sedangkan bila pengapian terlambat, daya yang dihasilkan akan berkurang.

2.5 *Electronic Control Unit* untuk Honda CB150R

Secara garis besar, alur kerja dari sebuah ECU terbagi ke dalam tiga langkah utama:

1. **Input** – Pengambilan data lingkungan sekitar kendaraan oleh sensor-sensor yang terpasang dalam kendaraan.
2. **Proses** – Analisa dan kalkulasi data input oleh mikrokomputer yang mana hasil kalkulasi akan menjadi dasar pengambilan keputusan dalam kondisi operasional mesin.
3. **Output** – Keluaran dari hasil proses berupa perintah kepada bagian tertentu mesin untuk melakukan sesuatu, sesuai hasil dari kalkulasi pada langkah sebelumnya.

ECU dibentuk oleh banyak komponen yang berbeda-beda, tergantung kepada fitur yang dimiliki oleh ECU tersebut. Setiap manufaktur membangun ECU dengan cara yang berbeda beda, sehingga detil dari komponen ECU akan berbeda dari satu manufaktur ke manufaktur lain.



Gambar 2.6 Diagram Alir Electronic Control Unit

2.6 Bahan Bakar

Motor bensin dirancang dengan menggunakan bahan bakar *gasoline*. Semua material yang mempunyai titik didih dibawah 200°C digolongkan sebagai *gasoline* (bensin). Bensin sendiri adalah campuran sejumlah hidrokarbon (lebih dari 40 macam hidrokarbon). Bensin mempunyai *specific gravity* sekitar 0,74, panas

penguapan sebesar 289 kJ/kg dan nilai LHV 42,9 MJ/kg dan inilah yang biasanya digunakan pada *Spark Ignition Engine*. Karakteristik bahan bakar pada mesin bensin antara lain.

1. Densitas

Massa jenis adalah suatu angka yang menyatakan massa per satuan volume suatu bahan bakar, sedangkan specific gravity adalah perbandingan massa dari bahan bakar pada temperatur tertentu terhadap air pada volume dan temperatur yang sama.

$$\text{SG terhadap air} = \frac{\text{Densitas bahan bakar}}{\text{Densitas air}} \quad (2.8)$$

Sementara hubungan nilai *specific gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut.

$$\text{API gravity} = \left(\frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^\circ \text{ F}} \right) - 131.5 \quad (2.9)$$

2. Viskositas

Viskositas terkait dengan tahanan yang dimiliki fluida yang dialirkan dalam pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, biasanya dinyatakan dalam waktu yang diperlukan untuk mengalir pada jarak tertentu.

3. Bilangan Oktan

Sifat pembakaran bahan bakar biasanya diukur dengan angka oktan. Makin tinggi angka oktan, maka kecenderungan mengalami knocking makin berkurang dan makin tinggi kemampuannya untuk digunakan pada kompresi rasio yang lebih tinggi.

4. Titik Nyala (*Flash Point*)

Titik nyala adalah suatu angka yang menyatakan temperatur terendah dari bahan bakar minyak atau gas dimana akan timbul penyalaan api sesaat apabila pada permukaan minyak tersebut didekatkan pada nyala api.

5. Titik Tuang (*Pour Point*)

Titik tuang adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak dimana minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya gravitasi.

6. Nilai Kalor

Nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan oksigen atau udara. Nilai kalor dinyatakan dalam dua besaran, yakni, nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap).

7. Panas Penguapan Laten

Panas penguapan laten yang tinggi dapat mendinginkan udara masukan sehingga nilai densitas naik dan memungkinkan lebih banyak volume udara masukan.

8. Kestabilan Kimia dan Kebersihan Bahan Bakar

Saat temperatur tinggi, sering terjadi polimer yang berupa endapan-endapan *gum* (getah) pada bahan bakar. Hal ini memiliki pengaruh yang kurang baik terhadap sistem saluran misalnya pada katup-katup dan saluran bahan bakar.

Tabel 2.1 dibawah ini dapat dilihat tentang karakteristik bahan bakar *gasoline* dan *bioethanol*.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar *Gasoline* dan *bioethanol*

Property	Gasoline	E70	Bioethanol
<i>Molar mass</i> (g/mol)	102.5	-	46.07
<i>C</i> (%wt)	86.5	-	52.2
<i>H</i> (%wt)	13.5	-	13.1
<i>O</i> (%wt)	0	-	34.7
<i>Density</i> (kg/m ³)	740	784	794
<i>Research octane number</i> (RON)	92	104	109
<i>Flash point</i> (°C)	-40	-	13
<i>Boiling point at 1 bar</i> (°C)	25-215	-	79
<i>Lower heating value</i> (MJ/kg)	42.9	43,5	26.95
<i>Latent heat of vaporization</i> (kJ/kg)	289	-	854
<i>Reid Vapour pressure</i> (kPa)	53-60	28	17
<i>Stoichiometric ratio</i>	14.7	-	9
<i>Laminar flame speed</i> (m/s), $\lambda=1$	0.28	-	0.40

Sumber : (Jeuland et al, 2004; Liu et al, 2015; Iodice et al, 2016)

Dari tabel diatas maka dapat dilihat perbedaan properties bahan bakar *gasoline* dan bioetanol yang dijelaskan dalam penelitian Iodice et al [7], dimana

- Densitas : Densitas mempengaruhi kualitas atomisasi bahan bakar dan efisiensi pembakaran. Densitas etanol lebih tinggi dari pada bensin dan ini menyebabkan

penurunan tekanan yang lebih tinggi dan pengurangan laju alir massa bahan bakar yang disuntikkan oleh injektor.

- Viskositas: Viskositas etanol lebih tinggi dari pada bensin. Hal ini mempengaruhi atomisasi bahan bakar, menghasilkan diameter tetesan yang lebih besar dan mengubah penetrasi jet. Akibatnya kualitas proses pembakaran memburuk dan emisi gas buang mengalami kenaikan.
- Research Octane Number: Angka oktan (RON) etanol lebih tinggi dari bensin, ditandai dengan kemampuan menahan tekanan tinggi dan suhu sebelum meledak. Karena efisiensi mesin SI bergantung pada rasio kompresi (dan bahan bakar dengan bilangan oktan tinggi sangat sesuai untuk rasio kompresi yang tinggi), penggunaan etanol dalam mesin SI dapat meningkatkan efisiensi energi.
- Heating value: Nilai Pemanasan (nilai kalor bersih) bahan bakar mempengaruhi output daya mesin secara langsung. Nilai pemanasan etanol kira-kira 1/3 kali lebih rendah dari pada bensin; Dengan demikian, untuk mencapai output daya mesin yang sama, lebih banyak bahan bakar yang dibutuhkan untuk etanol. Hal ini menunjukkan bahwa nilai pemanasan bahan bakar campuran etanol-bensin akan menurun seiring dengan kenaikan kandungan etanol; Oleh karena itu, campuran etanol-bensin memiliki konsumsi bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan bensin.
- Panas Laten penguapan: Panas laten penguapan etanol lebih tinggi daripada bensin. Aspek ini membuat suhu intake manifold lebih rendah, karena etanol membutuhkan lebih banyak panas untuk menguap, sehingga meningkatkan efisiensi volumetrik mesin, yaitu fungsi suhunya. Selain itu, panas penguapan yang lebih tinggi meningkatkan ketahanan benturan mesin/knocking.
- Kandungan oksigen: Kandungan oksigen dalam etanol (34,7 wt%) mendukung efisiensi pembakaran dan suhu pembakaran bahan bakar campuran etanol-bensin yang tinggi, karena lebih banyak konsentrasi oksigen yang disediakan di dalam silinder mesin untuk proses pembakaran yang lebih sempurna (efek pengikat), sehingga mengurangi tingkat emisi CO dan HC.

Menurut Jeuland et al [8], terdapat beberapa kelebihan yang menjadikan bioetanol bisa digunakan di motor bensin antara lain.

1. Angka oktan tinggi, mempunyai ketahanan yang kuat terhadap detonasi. Mengoptimalkan unjuk kerja *engine* akibat peningkatan rasio kompresi dan *ignition timing*.
2. Densitasnya hampir sama dengan bensin.
3. Kandungan oksigen dalam rumus kimianya membuat campuran bahan bakar dan udara lebih homogen, penurunan emisi HC dan CO.
4. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat pendinginan pada udara masukan, sehingga efisiensi volumetris akan lebih baik.

Disisi lain, terdapat beberapa kekurangan, antara lain:

1. Oksigen yang ada membuat LHV bahan bakar rendah, sehingga konsumsi bahan bakar meningkat.
2. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat *engine* susah menyala pada kondisi dingin.
3. Etanol bisa menyebabkan masalah *demixing* ketika dicampur dengan *gasoline* dimana dalam waktu tertentu etanol akan berpisah dengan *gasoline*.
4. Kandungan oksigen yang tinggi membuat etanol memiliki kemampuan untuk mengoksidasi. Hal ini merupakan masalah untuk material logam serta polimer.
5. Pembakaran etanol menyebabkan emisi aldehid yang memiliki dampak negatif pada kesehatan.

2.7 Parameter Unjuk Kerja pada Motor Pembakaran Dalam

Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja pada motor pembakaran dalam adalah torsi, daya/ bhp (*brake horse power*), tekanan efektif rata-rata/ bmep (*brake mean effective pressure*), konsumsi bahan bakar spesifik/ sfc (*specific fuel consumption*), dan efisiensi termal (η_{th}).

2.7.1 Torsi

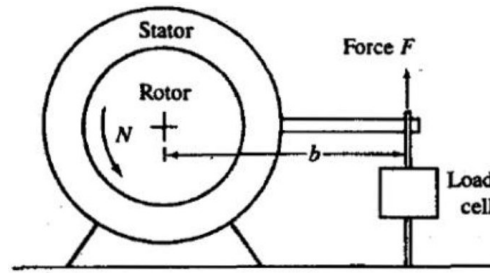
Torsi adalah parameter unjuk kerja engine dalam menghasilkan kerja. Torsi merupakan hasil perkalian gaya tangensial dengan panjang lengan sehingga nantinya torsi memiliki satuan Nm (SI) atau lb.ft (British). Berikut adalah rumus untuk menghitung nilai torsi dari suatu engine.

$$\text{Torsi} = T = F \cdot b \quad (2.10)$$

Dimana:

F : gaya tangensial

b : lengan gaya *waterbrake*



Gambar 2.7 *Waterbrake Dynamometer* (Heywood, 1988)

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh *engine* akan terbaca pada *display waterbrake dynamometer*. Nilai torsi yang didapatkan ini masih dalam satuan kgf.m sehingga dibutuhkan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan SI. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah

$$X = \text{faktor konversi} = \left[\frac{9.80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \right] \quad (2.11)$$

2.7.2 Daya (*Brake Horse Power, bhp*)

Daya motor merupakan daya yang diberikan ke poros penggerak oleh motor per satuan waktu. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\text{bhp} = T \times \omega \quad (2.12)$$

$$\text{bhp} = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \text{ (Watt)} \quad (2.13)$$

Dimana:

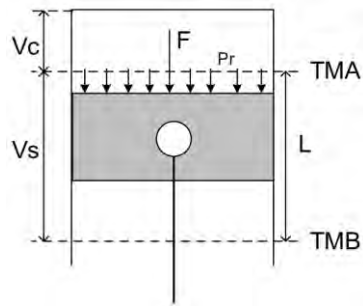
bhp : daya (Watt)

T : torsi (Nm)

n : putaran poros *engine* (rps, rev/s)

2.7.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure, bmep*)

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam ruang bakar akan menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga piston terdorong ke TMB dan melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston. Bila diambil tekanan konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut disebut sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Gaya dari tekanan yang bekerja pada piston dapat diilustrasikan dengan gambar di bawah ini.



Gambar 2.8 Gaya-Gaya yang Bekerja pada Piston

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah.

$$F = P_r \cdot A \quad (2.14)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB.

$$W = F \cdot L = (P_r \cdot A) \cdot L \quad (2.15)$$

Daya (kerja per satuan waktu).

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana $\frac{n}{z}$ $\frac{\text{siklus}}{\text{sekon}}$; $Z = 1$ (dua langkah), 2 (empat langkah)

Daya tiap silinder adalah

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \quad (2.16)$$

Daya motor sejumlah “i” silinder adalah

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \quad (2.17)$$

Jika $N = \text{bhp}$ dan $P_r = \text{bmep}$, maka.

$$\text{bmep} = \frac{(\text{bhp} \cdot z)}{A \cdot L \cdot n \cdot i} \text{ (Pa)} \quad (2.18)$$

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m^2)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran *engine* (rps)

z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

2.7.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption, sfc*)

Merupakan banyaknya pemakaian bahan bakar oleh suatu engine yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. *Specific fuel consumption*

(sfc) juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang digunakan oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Besarnya *specific fuel consumption* dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \quad (2.19)$$

Dimana:

\dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

bhp : daya (Watt)

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan.

$$m_{bb} = \rho_{bb} \cdot \text{Volume}_{bb} \quad (2.20)$$

$$\rho_{bb} = SG_{bb} \cdot \rho_{H_2O} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \quad (2.21)$$

2.7.5 Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor (Kawano, 2011).

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \cdot 100\% \quad (2.22)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu (t), maka

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{\text{panas yang diberikan/waktu}} \cdot 100\% \quad (2.23)$$

Dimana:

Kerja/waktu : daya (bhp)

Panas yang diberikan : nilai kalor . massa bahan bakar = $Q \cdot \dot{m}_{bb}$

Sehingga

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \cdot \dot{m}_{bb}} \quad (2.24)$$

Dimana:

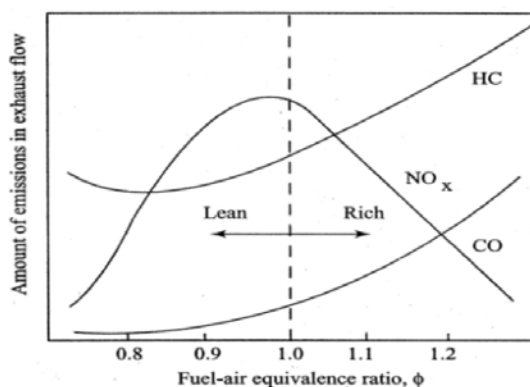
sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

\dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Q : nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2.8 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan-bahan pencemar kedalam udara sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan tidak berfungsi sebagaimana mestinya (UUPLH No.23/1997 pasal 1). Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh : partikulat, Sulfur Oksida (SO_x), Nitrogen Oksida (NO_x), Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain diudara, contohnya Ozon (O₃) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, petrochemical atau oksidasi (Kawano, 2011).



Gambar 2.9 Emisi Gas Buang Terhadap *Fuel Air Equivalent Ratio*

(Kawano, 2011)

Dari Gambar 2.9 dapat diketahui mekanisme terbentuknya polutan pada ruang bakar dan pengaruh *equivalent ratio* terhadap emisi gas buang. Penyebab utama dari terbentuknya polutan ini adalah karena pembakaran yang tidak sempurna dalam ruang bakar, sehingga menghasilkan deposit hidrokarbon di antara silinder dengan dinding ruang bakar. Sedangkan jika *equivalent ratio* semakin besar (campuran kaya) akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin. Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu juga ada analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh rasio kompresi. Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2.8.1 Hidrokarbon tidak Terbakar (HC)

Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya overlap valve, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

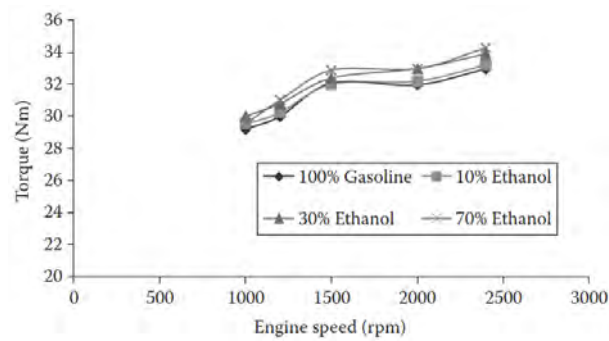
2.8.2 Karbon Monoksida (CO)

Pada pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi.

2.9 Penelitian Terdahulu

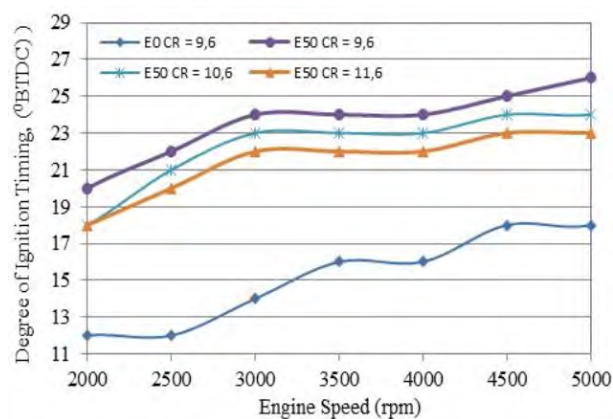
Beberapa penelitian terdahulu terkait penggunaan bahan bakar bioetanol untuk mesin bensin adalah sebagai berikut :

1. **Kumar et al** [10] pada penelitiannya di *engine* satu silinder dengan variasi bahan bakar yang dipakai adalah bensin murni, E10, E30 dan E70 pada putaran rendah. Hasil penelitian menunjukkan bahwa E70 memiliki torsi yaitu 34 Nm pada putaran 2500 rpm tertinggi dari bensin murni maupun dari campuran etanol lainnya. Untuk emisi CO campuran E70 adalah campuran yang memiliki kandungan terendah yaitu 60 g/kWh pada putaran 2000 rpm sedangkan untuk emisi CO tertinggi terdapat pada bahan bakar bensin murni yaitu 140 g/kWh pada putaran 2000 rpm. Sedangkan untuk emisi HC kandungan terendah terdapat pada E10 dan untuk emisi NO_x bensin murni memiliki kandungan terendah yaitu 6 g/kWh berbanding terbalik dengan E70 yang memiliki kandungan NO_x tertinggi yaitu 16 g/kWh pada putaran 2000 rpm.



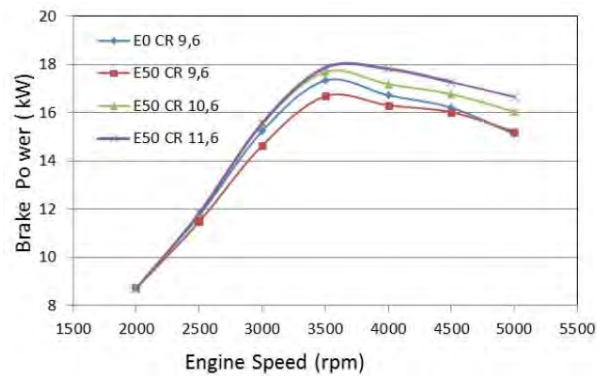
Gambar 2.10 Torsi dengan variasi campuran etanol dan bensin

2. **Sudarmanta et al** [14] penelitian ini dilakukan pada *engine* Sinjai 650 cc, 2 silinder. Variasi rasio kompresi antara 9,6, 10,6, dan 11,6:1 mulai dari putaran *engine* 2000 hingga 5000 rpm dengan kenaikan 500 rpm. *Ignition timing* diatur seminimal mungkin untuk *Maximum Best Torque (MBT)*.



Gambar 2.10 Pemetaan Waktu Pengapian pada Kondisi MBT

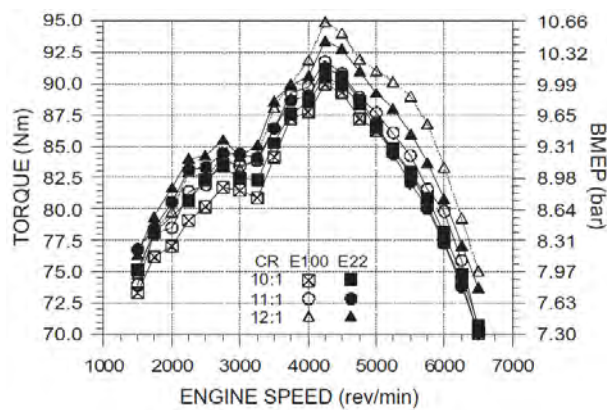
- Grafik di atas adalah mapping ignition timing pada MBT
- E0 memiliki derajat pengapian antara 12°-18° BTDC
- E50 dengan CR 9,6 derajat pengapian antara 20°-26° BTDC
- Sedangkan pada E50 dengan CR yang lebih besar, derajat pengapian akan diperlambat untuk menghindari detonasi.



Gambar 2.11 Power vs Rpm

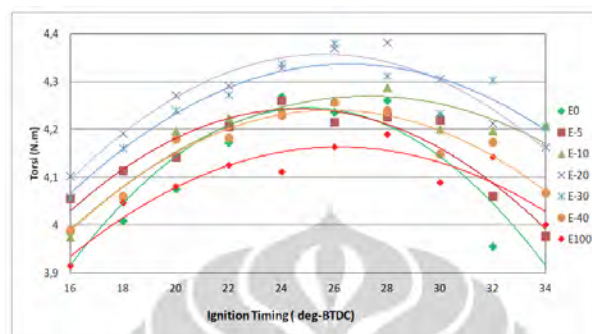
- E50 dengan CR 9,6 akan menurunkan daya sebesar 2,91% dari E0 dengan CR 9,6
- E50 dengan CR 10,6 akan menaikkan daya sebesar 1,74% dari E0 dengan CR 9,6
- Daya tertinggi pada 3500 rpm, E50, CR 11,6 sebesar 17,88 kW naik 4,58% dari E0 dengan CR 9,6.

3. **Costa dan Sodré** [3] pada penelitiannya di *engine* empat silinder *inline* dengan variasi rasio kompresi sebesar 10:1, 11:1 dan 12:1, bahan bakar yang dipakai adalah campuran E22 dan E100. Hasil penelitian menyatakan kenaikan CR menyebabkan kenaikan bmep, sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin tinggi. Torsi tertinggi pada E100 dengan CR 12 4250 rpm, naik sebesar 1,6% dibandingkan E22. Pada putaran rendah, torsi dan bmep pada E22 dengan CR 12 akan lebih besar dari E100. E22 menghasilkan sfc 37,5% lebih rendah dari E100 sehingga sfc pada E100 jauh lebih tinggi daripada E22. Hal tersebut disebabkan oleh LHV etanol yang jauh lebih kecil dari *gasoline*, sehingga etanol memiliki AFR 9:1 yang menyebabkan pemakaian bahan bakar menjadi lebih banyak (boros). Berikut ini adalah grafik yang menjelaskan hasil penelitian.



Gambar 2.12 Variasi dari Torsi dan BMEP dengan Kompresi Rasio dan Putaran Mesin

4. **Setiyawan** [13] pada disertasinya tahun 2012 mengkaji pengaruh etanol pada premium terhadap karakteristik pembakaran di motor bensin injeksi. Pada penelitian ini dicari terlebih dahulu *advance ignition timing* dengan metode MBT untuk masing-masing bahan bakar dengan torsi awal 4 Nm, 4000 rpm, dan $\lambda=1$. Didapatkan bahan bakar E0 akan menghasilkan torsi maksimal pada ignition timing sebesar 24° , sedangkan pada E100 torsi maksimal ada pada 28° . Kenaikan waktu pengapian berbanding lurus dengan kenaikan angka oktan bahan bakar karena semakin tinggi angka oktan akan semakin tahan terhadap knocking. Dari emisi gas buangnya, kadar CO berkurang saat etanol ditambahkan pada premium. Rata-rata penurunan CO karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 1,2%, 2,0%, dan 14,4% dibandingkan bahan bakar E0 untuk $\lambda=0,9$, 1,0, dan 1,1. Sedangkan penurunan kadar HC karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 17,4%, 10,6%, dan 7,7% dibandingkan bahan bakar E0 untuk masing-masing $\lambda = 0,9$, 1,0 dan 1,1.



Gambar 2.13 Torsi vs ignition timing pada putaran 4000 rpm dan $\lambda=1$

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini akan dilakukan dengan menggunakan metode eksperimen. Pengujian dilakukan pada *Engine* Honda CB150R dengan menggunakan dua jenis bahan bakar yaitu Pertamina (RON 92) sebagai pengambilan data acuan dan bioetanol E70 (RON 104) untuk pengambilan data uji. Pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB) Teknik Mesin ITS, Surabaya. Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

1. Studi literatur mengenai pemakaian bahan bakar bioetanol konsentrasi tinggi pada *engine* sepeda motor sehari-hari, literatur tentang ECU *Programmable* untuk *setting* sudut pengapian kerja motor bakar dan durasi penginjeksian bahan bakar.
2. Pemeliharaan *engine* Honda CB150R untuk mengembalikan kondisi seperti standar (service).
3. Persiapan alat uji *Waterbrake Dynamometer* untuk *engine* Honda CB150R di workshop laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.
4. Pengujian *engine* Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar pertamax (0% etanol) menggunakan ECU standar pabrikan dan kemudian menggunakan ECU *programmable* sebagai data acuan.
5. Pengujian *engine* Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar bioetanol E70 (etanol 70%) dengan variasi sudut pengapian (16°, 20°, 24°, dan 28° BTDC), waktu penginjeksian (100%, 125%, 150%, 175% dan 200%) dari penginjeksian standar dan variasi rasio kompresi (12:1, 12.5:1 dan 13:1) pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm.
6. Pengumpulan hasil data pengujian sudut pengapian, waktu penginjeksian dan variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E70 (etanol 70%).

7. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan daya, tekanan efektif rata-rata (b_{mep}), konsumsi bahan bakar spesifik (sfc), efisiensi termal (η) dan hasil uji emisi.

3.2 Prosedur Pengujian

3.2.1 Peralatan Pengujian

Peralatan uji yang digunakan dalam penelitian ini antara lain.

1. ECU *programmable*

Engine Control Unit (ECU) adalah alat control elektronik yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam seperti : injection timing dan ignition timing.



Gambar 3.1 ECU *programmable*

2. *Waterbrake dynamometer*

Waterbrake Dynamometer digunakan untuk membaca output torsi dari pada mesin disetiap putaran :



Gambar 3.2 Waterbrake Dynamometer

3. *Exhaust Gas Analyzer*

Exhaust Gas Analyzer digunakan untuk mengukur presentase emisi gas buang yaitu CO dan HC.



Gambar 3.3 *Exhaust gas analyzer*

4. Tabung ukur

Tabung ukur digunakan untuk menghitung pemakaian bahan bakar saat proses pengujian pada setiap putaran mesin.



Gambar 3.4 Tabung Ukur

5. Thermocouple digital

Thermocouple digunakan untuk mengukur temperatur pada gas buang, blok silinder, dan pelumas.



Gambar 3.5 Thermocouple

6. Blower



Gambar 3.6 Blower

3.2.2 Engine Honda CB150R

Dalam pengujian ini *engine* yang digunakan yaitu Honda CB150R dengan spesifikasi seperti berikut.



Gambar 3.7 Sepeda motor Honda CB150R

Tabel 3.1 Spesifikasi sepeda motor Honda CB150R

No	Spesifikasi Sepeda Motor	Honda tahun 2013
1	Merek	CB150R
2	Tipe mesin	4-langkah, DOHC, Silinder Tunggal
3	Volume langkah	149,48 cm ³
4	Sistem pendingin	Pendingin Cairan (Radiator) dengan Kipas Elektris Otomatis
5	Sistem suplai bahan bakar	Injeksi (PGM-FI / Programmed Fuel Injection)
6	Diameter selinder	63,5 mm
7	Langkah piston	47,2 mm
8	Tipe transmisi	6 kecepatan, 1-N-2-3-4-5-6
9	Perbandingan kompresi	11,0 : 1
10	Waktu Pengapian	12° BTDC
11	Putaran stasioner mesin	1600 ±100 menit ⁻¹ (rpm)
12	Torsi maksimum	13,1 Nm (1,34 kgf.m) / 8.000 rpm
13	Daya maksimum	12,5 kW (17,0 PS) / 10.000 rpm
14	Tipe starter	Pedal dan elektrik

(Sumber: Honda CB150R product knowledge)

4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.2.5 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (0% etanol)

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (variable speed) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros Waterbrake Dynamometer yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
2. Blower dihidupkan.
3. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (fully open throttle). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada waterbrake dynamometer.
4. Pemberian beban waterbrake dynamometer sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
5. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros waterbrake dynamometer (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), emisi CO₂ (% volume), emisi NO_x (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur engine (°C) dan temperatur oli (°C).

3.2.6 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU *Programmable* Berbahan Bakar Pertamina (0% etanol)

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (variable speed) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin

dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros Waterbrake Dynamometer yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar.

1. Mengganti ECU standar honda CB150R dengan ECU *Programmable*.
2. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
3. Blower dihidupkan.
4. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (fully open throttle). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada waterbrake dynamometer.
5. Pemberian beban waterbrake dynamometer sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
6. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros waterbrake dynamometer (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), emisi CO₂ (% volume), emisi NO_x (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur engine (°C) dan temperatur oli (°C).

3.2.7 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU *Programmable* Berbahan Bakar Bioetanol E70

Pengujian *engine* dengan bahan bakar bioetanol E70 ini dilakukan dengan variasi rasio kompresi yang pertama yaitu 12:1, kemudian 12,5:1 dan terakhir 13:1. Dimana disetiap variasi kompresi akan dilakukan mapping waktu pengapian dan waktu penginjeksian untuk pengujian unjuk kerjanya. Adapun tahap dari pengujiannya yaitu:

1. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem pemasukan udara dan bahan bakar,

sistem pengapian, kondisi alat ukur dan mensetting ECU *Programmable* dengan memasukkan mapping awalan yang sudah *advanced*. Dimana settingan ini berupa mapping pengapian, durasi injeksi bahan bakar.

2. Mengosongkan tangki mandiri dan melakukan penggantian bahan bakar bensin dengan Bioetanol E70.
3. Memasukkan input data waktu pengapian 16° sebelum TMA ke penyetelan waktu pengapian (RPM/TPS Ignition) hingga waktu pengapian 28° sebelum TMA dengan interval 4°.
4. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (\pm 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
5. Blower dihidupkan.
6. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (fully open throttle). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
7. Pemberian pembebanan *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
8. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), emisi CO₂ (% volume), emisi NO_x (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur engine (°C) dan temperatur oli (°C).
9. Pada setiap tahap kenaikan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada poin 8 (sembilan) dan harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran mesin dalam kondisi stabil.
10. Ulangi langkah 3-8 untuk variasi mapping advance waktu pengapian yang terbaik.

3.2.7 Akhir pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
2. Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
3. Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle (± 1600 rpm).
4. Pada saat putaran idle, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

3.2.8 Rancangan Pengujian

Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter input dan output. Diantara parameter-parameter tersebut dijelaskan pada tabel berikut ini.

Tabel 3.2 Rancangan Pengujian

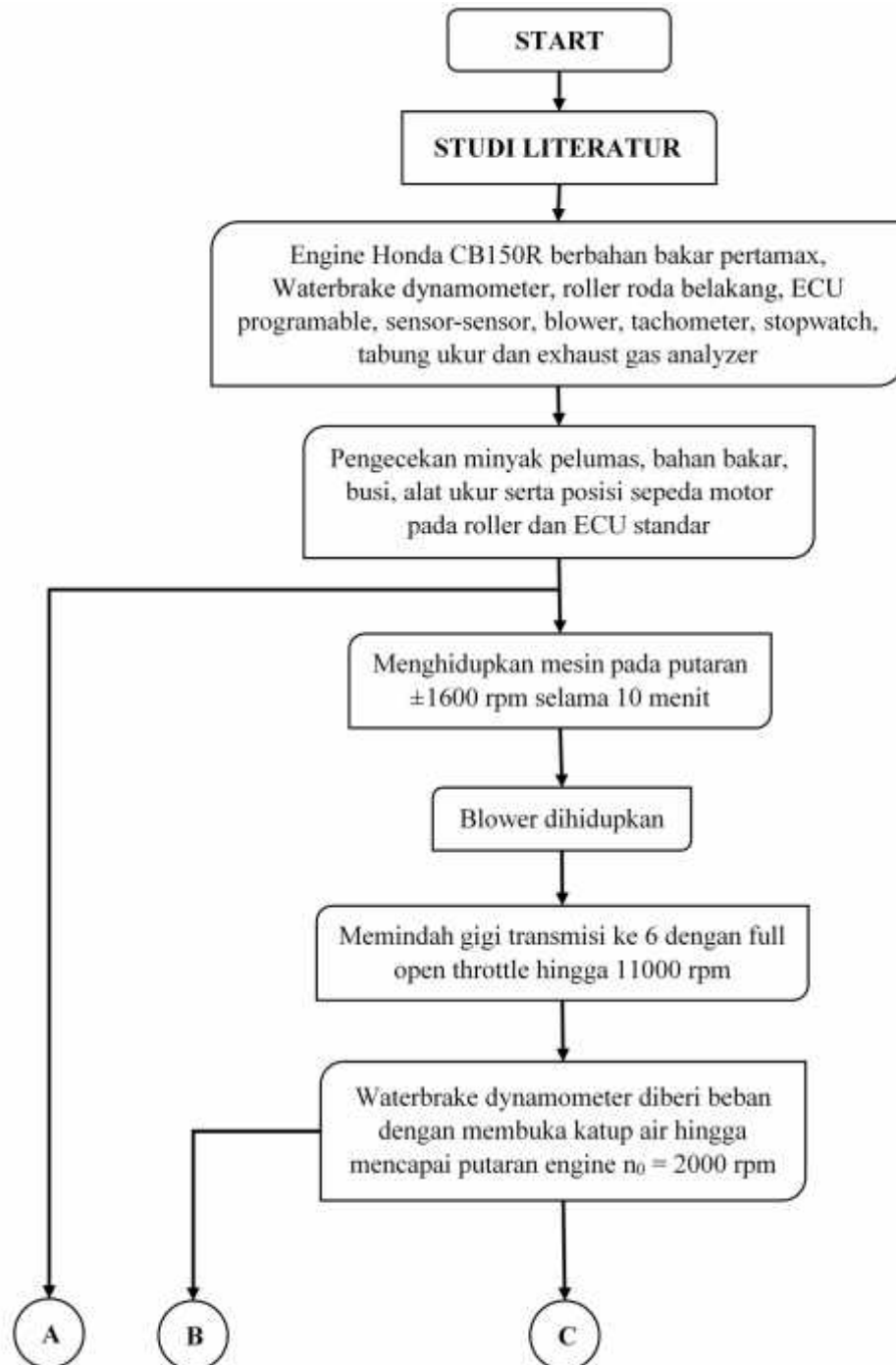
Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> ▪ <i>Engine</i> Honda CB150R ▪ <i>Properties</i> bahan bakar bioetanol E70 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Rasio kompresi <ul style="list-style-type: none"> – 12:1 – 12,5:1 – 13:1 ▪ <i>Mapping</i> penginjeksian bahan bakar <ul style="list-style-type: none"> – 100 % – 125 % – 150 % – 175 % – 200 % ▪ Sudut pengapian <ul style="list-style-type: none"> – 16° – 20° – 24° – 28° ▪ Putaran <i>Engine</i> <ul style="list-style-type: none"> – 2000 rpm – 3000 rpm – 4000 rpm – 5000 rpm – 6000 rpm – 7000 rpm – 8000 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Torsi (kg.f) ▪ Waktu konsumsi bahan bakar 25 ml ▪ Emisi gas buang <ul style="list-style-type: none"> –CO –HC –CO₂ –NO_x ▪ Temperatur (°C) <ul style="list-style-type: none"> –Cylinder block –Gas buang –Oli mesin 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Daya (kW) ▪ BMEP (kPa) ▪ Sfc ▪ th ▪ AFR

Dari penelitian ini maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:

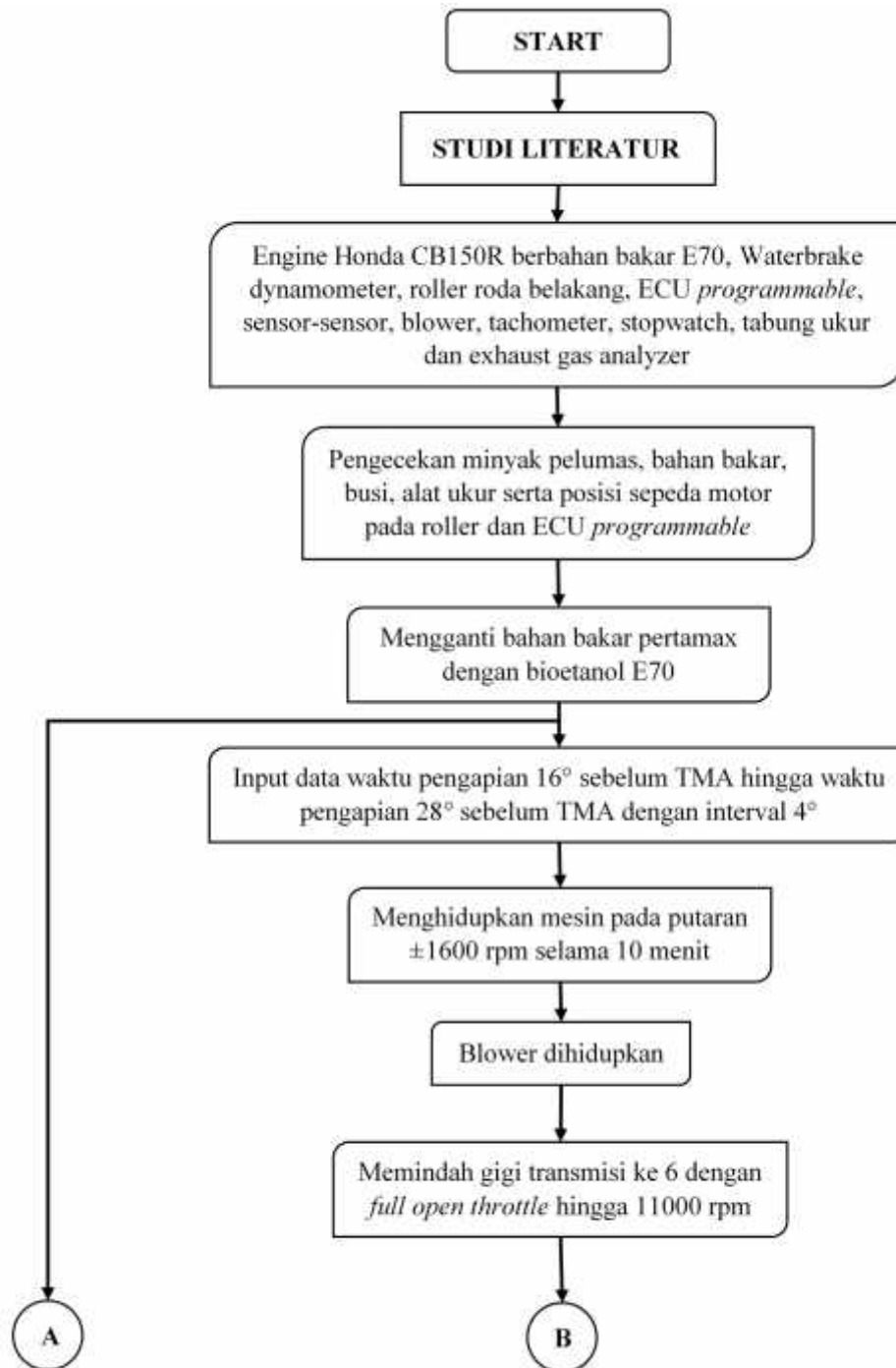
- a. Grafik torsi terhadap putaran mesin
- b. Grafik daya terhadap putaran mesin.
- c. Grafik bmep terhadap putaran mesin.
- d. Grafik SFC terhadap putaran mesin.
- e. Grafik efisiensi thermal terhadap putaran mesin.
- f. Grafik AFR terhadap putaran mesin
- g. Grafik CO terhadap putaran mesin.
- h. Grafik HC terhadap putaran mesin.
- i. Grafik temperatur blok silinder, pelumas, dan gas buang.

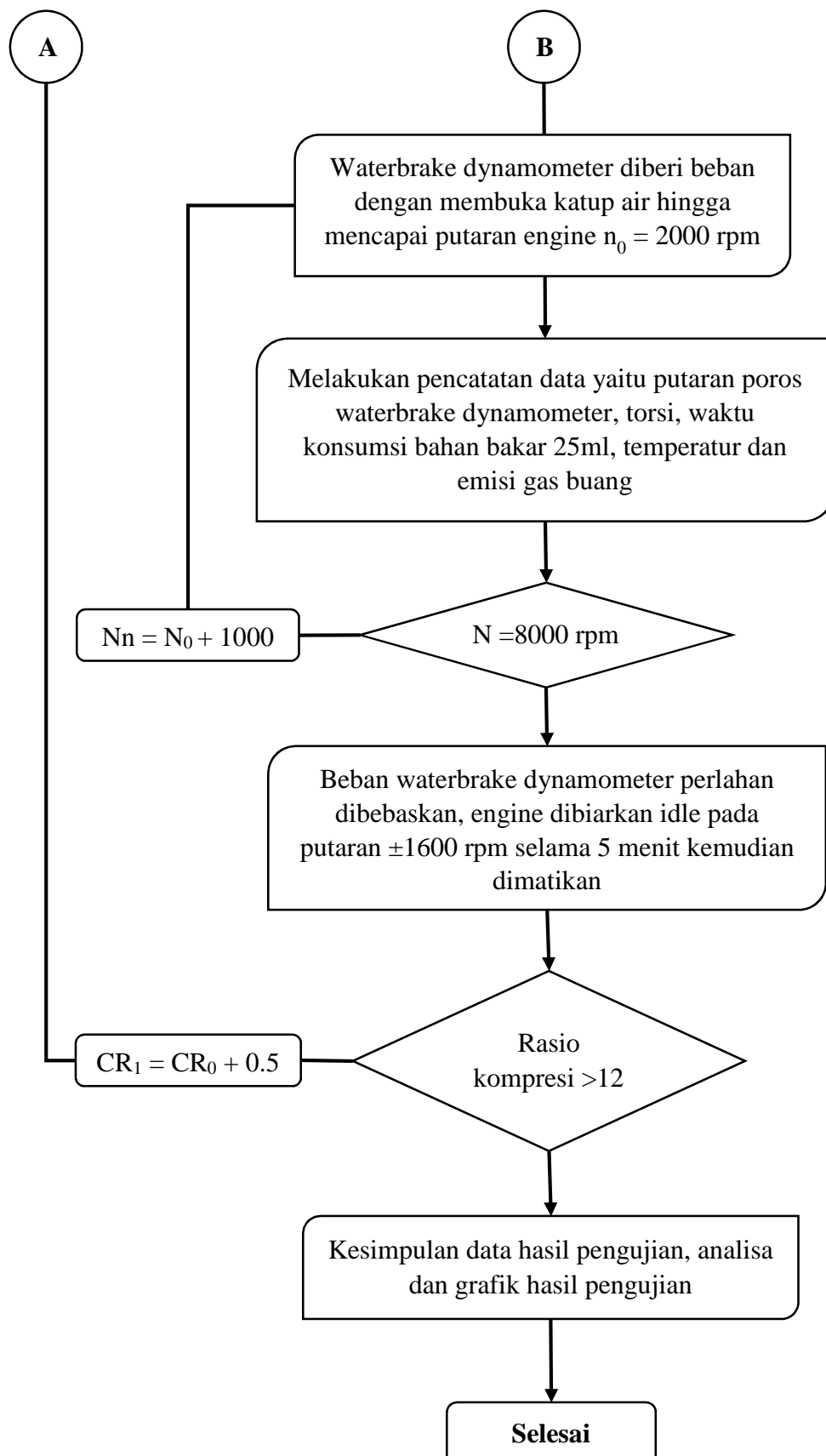
3.3 Flowchart Penelitian

3.3.1 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU Programmable Berbahan Bakar Pertamina (0% etanol)



3.3.1 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU *Programmable* Berbahan Bakar Bioetanol E70





BAB 4

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada *engine* Honda CB150R dengan bahan bakar bioetanol E70 dengan parameter yang diubah adalah pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar pada kondisi MBT (100%, 125%, 150%, 175% dan 200%), rasio kompresi (12:1, 12.5:1 dan 13:1) dan sudut pengapian (16°, 20°, 24° dan 28°) BTDC pada akhir langkah kompresi dalam upaya peningkatan unjuk kerja dari *engine* tersebut serta mengoptimalkan emisi gas buangnya.

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi

Pada penghitungan rasio kompresi, terdapat beberapa parameter yang harus diukur terlebih dahulu, yaitu:

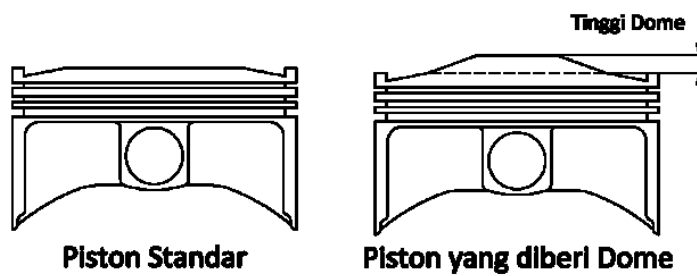
- Diameter silinder (bore) : 63,5 mm = 6,35 cm
- Panjang langkah (stroke) : 47,2 mm = 4,72 cm
- Rasio kompresi awal : 11:1

1. Penghitungan Volume Clearance

Volume *clearance engine* CB150R untuk rasio kompresi 11:1 bisa dihitung melalui persamaan (2.26), kemudian untuk volume langkah bisa dihitung melalui persamaan (2.27).

$$\begin{aligned}V_L &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \\&= \frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2 \cdot 4,72 \text{ cm} \\&= 149,479 \text{ cm}^3 \\CR &= 1 + \frac{V_L}{V_c} \\11 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_c} \\10 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_c} \\V_c &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{10} \\V_c &= 14,948 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

2. Penghitungan Volume Dome Piston



Gambar 4.1 Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi

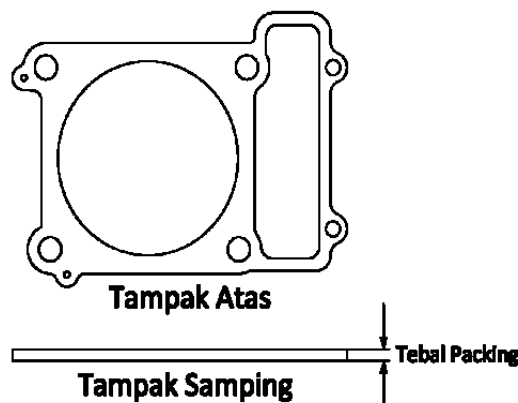
Dome piston harus ditambahkan agar bisa mencapai rasio kompresi sebesar 13:1. Berikut ini adalah penghitungan volume *clearance* untuk CR 13:1 ($V_c(\text{CR}=13)$) dan volume *dome* piston. Sedangkan gambar 4.1 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *dome* piston.

$$\begin{aligned} \text{CR} &= 1 + \frac{V_L}{V_{c(\text{CR}=13)}} \\ 13 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(\text{CR}=13)}} \\ 12 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(\text{CR}=13)}} \\ V_{c(\text{CR}=13)} &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{12} \\ V_{c(\text{CR}=13)} &= 12,457 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Maka besar volume dome piston adalah.

$$\begin{aligned} V_{\text{dome}} &= V_c - V_{c(\text{CR}=13)} \\ V_{\text{dome}} &= 14,948 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3 \\ V_{\text{dome}} &= 2,491 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

3. Penentuan Tebal Packing



Gambar 4.2 Dimensi Tebal *Packing* yang Diubah

Setelah *dome* piston dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1, dan 12:1 diperlukan penambahan *packing*. Berikut ini adalah contoh penghitungan tebal *packing* untuk CR 12,5:1. Besarnya volume *clearance* untuk rasio kompresi 12,5:1 didapat dari persamaan (2.30). Sedangkan gambar 4.2 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *packing* yang digunakan pada penelitian ini.

$$\begin{aligned} CR &= 1 + \frac{V_L}{V_{c(CR=12,5)}} \\ 12,5 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=12,5)}} \\ 11,5 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=12,5)}} \\ V_{c(CR=12,5)} &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{11,5} \\ V_{c(CR=12,5)} &= 12,998 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Dari besar volume *clearance*, bisa didapatkan volume *packing* dari pengurangan antara volume *clearance* saat CR=12,5 dengan saat CR=13, maka

$$\begin{aligned} V_{\text{packing}(CR=12,5)} &= V_{c(CR=12,5)} - V_{c(CR=13)} \\ V_{\text{packing}(CR=12,5)} &= 12,998 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3 \\ V_{\text{packing}(CR=12,5)} &= 0,542 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

Sehingga tebal *packing* untuk CR=12,5 bisa didapatkan dari persamaan (2.32) adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} V_{\text{packing}(CR=12,5)} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D)^2 \cdot t_{\text{packing}(CR=12,5)} \\ t_{\text{packing}(CR=12,5)} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2} \\ t_{\text{packing}(CR=12,5)} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{31,669 \text{ cm}^2} \\ t_{\text{packing}(CR=12,5)} &= 0,01711 \text{ cm} \\ t_{\text{packing}(CR=12,5)} &= 0,171 \text{ mm} \end{aligned}$$

Penghitungan diatas diulangi lagi untuk rasio kompresi 12:1. Dari beberapa contoh penghitungan diatas didapatkan hasil yang sudah ditabelkan yaitu volume *clearance*, volume *dome*, dan tebal *packing*.

Tabel 4.1 Hasil Penghitungan Volume Clearance dan Volume Dome Piston

Rasio Kompresi (CR)	Volume Silinder (V_L)	Volume Clearance (V_c)	Volume Dome Piston (V_{dome})
11	149,479 cm ³	14,948 cm ³	2,491 cm ³
13		12,457 cm ³	

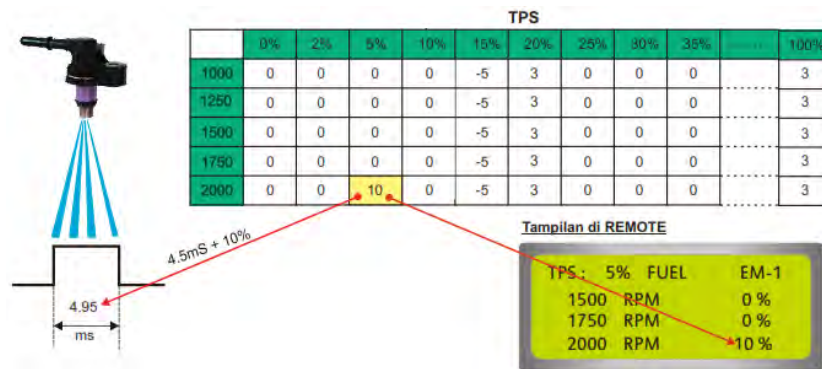
Tabel 4.2 Hasil Penghitungan Tebal *Packing*

Rasio Kompresi	Volume Clearance (cm ³)	Volume Packing (cm ³)	Tebal Packing	
			(cm)	(mm)
13,00	12,456	-	-	-
12,50	12,998	0,542	0,01711	0,171
12,00	13,589	1,132	0,03576	0,358

4.2 Pengaturan Electronic Control Unit

4.2.1 Penyetelan Durasi Injeksi Bahan Bakar

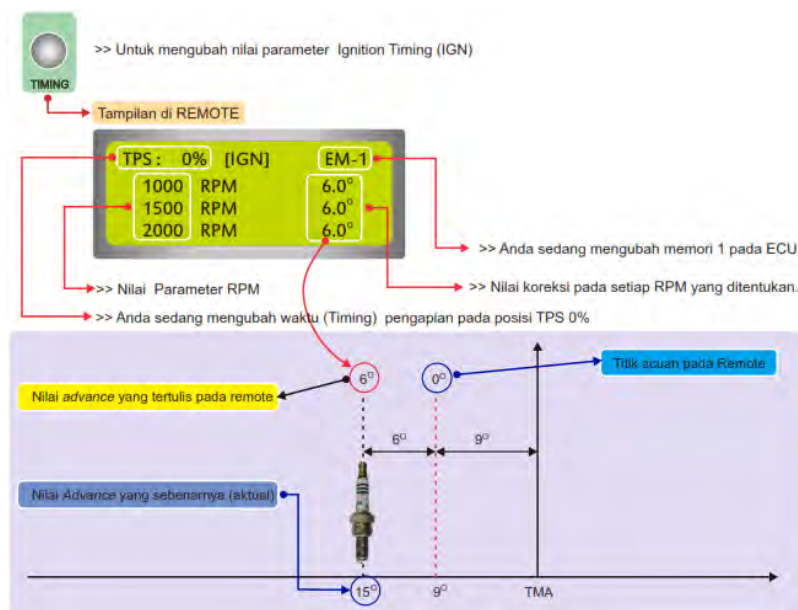
Untuk penyetelan bahan bakar sendiri langsung bisa diinput dengan remote berapa persen bahan bakar yang mau diinjeksikan.



Gambar 4.3 Koreksi Fuel

4.2.2 Penyetelan Waktu Pengapian

Penyetelan waktu pengapian sendiri bisa langsung diinputkan kedalam ECU melalui remote seperti gambar dibawah ini



Gambar 4.4 Mengubah Parameter Waktu Pengapian

4.3 Contoh Penghitungan

Pada penelitian ini, terdapat beberapa parameter output dari pengujian yang diukur dan dihitung. Parameter output yang diukur antara lain torsi (kgf.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (sekon), emisi gas buang meliputi CO (% vol), dan HC (ppm vol), serta temperatur operasional meliputi temperatur engine (°C), temperatur oli (°C), dan temperatur gas buang (°C). Sedangkan parameter output yang dihitung antara lain daya/bhp (kW), tekanan efektif rata-rata/bmep (kPa), konsumsi bahan bakar spesifik/sfc (kg/HP.jam), serta efisiensi termal (%). Contoh penghitungan ini diambil pada kondisi data standar atau bahan bakar Pertamina RON 92, kompresi rasio 11:1, ECU yang digunakan masih ECU standar dan pada putaran engine 5000 rpm. Adapun data-data yang diukur pada kondisi tersebut adalah sebagai berikut.

- Torsi : 1,184 kgf.m
- Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar : 52,27 sekon
- Emisi gas buang CO : 3,132% vol
- Emisi gas buang HC : 75 ppm vol
- Temperatur engine : 98 °C
- Temperatur oli : 92 °C
- Temperatur gas buang : 516 °C

Karena parameter-parameter yang diukur sudah didapatkan, maka penghitungan untuk parameter-parameter yang dihitung bisa dilakukan.

4.3.1 Penghitungan Torsi

Pada pengujian sebenarnya sudah didapatkan besarnya nilai torsi pada putaran engine 5000 rpm, namun nilai torsi tersebut masih dalam satuan kgf.m, sehingga harus dikonversi terlebih dahulu ke satuan N.m agar penghitungan untuk daya, bmep, sfc dan efisiensi termal bisa dilakukan. Berikut ini adalah hasil dari konversi satuan dari kgf.m ke N.m untuk torsi dari engine.

$$\begin{aligned} \text{Torsi} &= 1,184 \text{ kgf.m} \cdot \left[\frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \right] \\ \text{Torsi} &= 11,611 \text{ Nm} \end{aligned}$$

4.3.2 Penghitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu indicative horse power (ihp), brake horse power (bhp), dan friction horse power (fhp). Daya yang digunakan dalam penghitungan ini adalah brake horse power (bhp) Untuk menghitung daya, persamaan yang digunakan adalah (2.11), yaitu

$$bhp = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \text{ (Watt)}$$

Dimana:

bhp : daya (Watt)

T : torsi (Nm)

n : putaran poros engine (rps, rev/s)

Dimana data yang dibutuhkan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut.

- Torsi : 11,611 N
- Putaran poros engine : $5000 \text{ rpm} \cdot \left[\frac{1 \text{ m}}{60 \text{ sekon}} \right] = 83,333 \text{ rps}$

4.3.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata adalah persamaan (2.16), yaitu

$$bmep = \frac{(bhp \times z)}{(A \times L \times n \times i)}$$

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m²)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran engine (rps)

z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

Untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa data dari spesifikasi engine CB150R. Data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut.

- Diameter silinder (D) : 63,5 mm = 0,0635 m
- Panjang langkah (l) : 47,2 mm = 0,0472 m
- Jumlah Silinder (i) : 1

- Koefisien (z) untuk motor 4 langkah : 2
- Putaran poros engine (n) : 83,333 rps

Besarnya luasan penampang piston bisa diperoleh melalui persamaan berikut ini

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (0,0635 \text{ m})^2 = 3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sehingga besarnya daya untuk putaran engine 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned} \text{bmep} &= \frac{6,184 \text{ kW} \cdot 2}{3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,0472 \text{ m} \cdot 83,333 \text{ rps} \cdot 1} \\ \text{bmep} &= 488059,663 \text{ Pa} = 488,060 \text{ kPa} \end{aligned}$$

4.3.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar spesifik adalah banyaknya pemakaian bahan bakar yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. Untuk menghitung konsumsi bahan bakar spesifik digunakan persamaan (2.17) dan (2.18), yaitu sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \text{sfc} &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\text{bhp}} \\ m_{bb} &= \rho_{bb} \cdot \text{Volume}_{bb} \end{aligned}$$

Dimana:

\dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

m_{bb} : massa bahan bakar (kg)

ρ_{bb} : massa jenis bahan bakar (kg/m³)

bhp : daya (Watt)

Dimana untuk menghitung sfc dibutuhkan beberapa parameter hasil pengukuran, antara lain sebagai berikut.

- Waktu konsumsi bahan bakar (t) : 52,27 sekon
- Volume bahan bakar (V_{bb}) : 25 ml = 25 · 10⁻⁶ m³
- Massa jenis bahan bakar (p_{bb}) : 740 kg/m³

Besarnya massa 25 ml bahan bakar Pertamina RON 92 adalah

$$\begin{aligned} m_{bb} &= 740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \\ m_{bb} &= 0,0185 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan demikian laju aliran massa bahan bakar Pertamina RON 92 yang dikonsumsi pada putaran engine 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= \frac{m_{bb}}{\text{Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar}} \\ \dot{m}_{bb} &= \frac{0,0185 \text{ kg}}{52,27 \text{ sekon}} \\ \dot{m}_{bb} &= 0,000354 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Sehingga besarnya sfc untuk putaran engine 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned}\text{sfc} &= \frac{0,000354 \text{ kg/s}}{6183,504 \text{ Watt}} \\ \text{sfc} &= 5,724 \cdot 10^{-8} \text{ kg/Watt.s} \\ \text{sfc} &= 0,000206 \text{ kg/Watt.jam} \\ \text{sfc} &= 0,154 \text{ kg/HP.jam}\end{aligned}$$

4.3.5 Penghitungan Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Dimana untuk menghitung besarnya efisiensi termal adalah dengan persamaan (2.22), yaitu.

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \cdot \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

mbb: laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Q : nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

Untuk menghitung efisiensi termal dibutuhkan beberapa data antara lain.

- Daya : 6183,504 Watt
- Nilai kalor bawah bahan bakar : 42900000 J/kg
- Laju aliran massa bahan bakar (mbb) : 0.000354 kg/s

Dengan adanya parameter-parameter diatas, maka besarnya efisiensi termal untuk putaran 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= \frac{6183,504 \text{ Watt}}{42900000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,000354 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} \\ \eta_{th} &= 0,407 = 40,7\%\end{aligned}$$

4.3.6 Penghitungan Air Fuel Ratio

Untuk mencari besarnya AFR pada penelitian ini menggunakan pitot static tube yang dihubungkan dengan inclined manometer yang bertujuan untuk mencari laju aliran massa udara yang akan melewati saluran intake (throttle body) dari engine Honda CB150R. Setelah laju aliran massa udara diketahui, besarnya AFR

dapat dihitung dengan membandingkan antara laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Berikut ini adalah data-data yang diambil melalui pengukuran dalam pengujian.

- Selisih ketinggian fluida pada inclined manometer 15° (Δh) : 10 mm
- Selisih ketinggian fluida aktual (Δh_{aktual}) : 2,588 mm = 0,002588 m
- Massa jenis udara pada 27°C (ρ_{udara}) : 1,17682 kg/m³
- Massa jenis red oil (predroil) : 801,186 kg/m³
- Diameter saluran intake (throttle body) : 30 mm = $30 \cdot 10^{-3}$ m
- Percepatan gravitasi : 9,81 m/s²

Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000354 kg/s

Dari data-data diatas bisa dicari besarnya tekanan dinamis dari aliran udara melalui persamaan berikut ini.

$$P_{\text{dinamis}} = P_0 - P = \rho_{\text{red oil}} \cdot g \cdot \Delta h_{\text{aktual}}$$

Dimana:

P : tekanan stagnasi

P_0 : tekanan statis

Maka besar tekanan dinamis adalah.

$$\begin{aligned} P_0 - P &= 801,186 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,002588 \text{ m} \\ P_0 - P &= 20,342 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Kemudian setelah tekanan dinamis dari aliran udara diketahui, kecepatan udara bisa dicari dengan persamaan.

$$v_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_0 - P)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Maka besar kecepatan udara adalah

$$\begin{aligned} v_{\text{udara}} &= \sqrt{\frac{2 \cdot 20,342 \text{ Pa}}{1,17682 \text{ kg/m}^3}} \\ v_{\text{udara}} &= 5,880 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Setelah itu bisa diketahui laju aliran massa udara dengan persamaan berikut ini.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{udara}} &= \rho_{\text{udara}} \cdot Q_{\text{udara}} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= \rho_{\text{udara}} \cdot v_{\text{udara}} \cdot A_{\text{intake}} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= \rho_{\text{udara}} \cdot v_{\text{udara}} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{intake}}^2 \right) \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 1,1762 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,880 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (30 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \right) \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 0,00489 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Sehingga setelah laju aliran massa udara diketahui, maka besarnya Air Fuel Ratio untuk putaran engine 5000 rpm bisa dihitung dengan persamaan berikut ini.

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bb}}$$

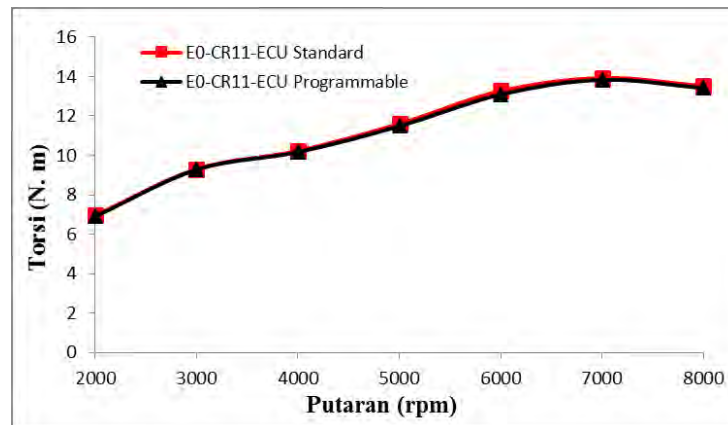
$$AFR = \frac{0,00489 \text{ kg/s}}{0,000354 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = \frac{13,812}{1}$$

Maka besarnya Air Fuel Ratio pada putaran engine 5000 rpm adalah sebesar 13,812:1.

4.4 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Menggunakan Bahan Bakar Pertamina (RON 92)

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E70 (RON 104) yang divariasikan waktu pengapian dan rasio kompresinya, maka terlebih dahulu dilakukan pengujian untuk mengetahui unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R pada keadaan standar. Hal ini dilakukan agar nanti pada hasil datanya dapat dilakukan analisa komparasi. Pada pengujian ini, dilakukan dengan bahan bakar standar yaitu Pertamina (RON 92) yang dimaksudkan sebagai data acuan dalam penelitian ini. Pada pengujian data acuan ini digunakan dua jenis Electronic Control Unit (ECU), yaitu ECU standar sebagai patokan dan ECU *programmable*. Hal ini bertujuan untuk mengetahui apakah ECU *programmable* layak digunakan dalam penelitian ini atau tidak berdasarkan torsi *engine* Honda CB150R tersebut.

Dari pengujian yang telah dilakukan, didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Pertamina (RON 92) dengan ECU standar dan ECU *programmable*. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 2000 sampai 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan *waterbrake dynamometer* yang telah diinstal dengan load cell yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di monitor berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.5 berikut.



Gambar 4.5 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.5 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan jenis ECU yang digunakan. Torsi yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada kedua jenis ECU akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. Pada ECU standar, torsi yang dihasilkan sebesar 6,958 N.m pada putaran 2000 rpm yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran 7000 rpm yaitu sebesar 13,936 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,524 N.m pada putaran 8000 rpm. Pada ECU *programmable*, torsi yang dihasilkan sebesar 6,909 N.m pada putaran 2000 rpm yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran 7000 rpm yaitu sebesar 13,838 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,416 N.m pada putaran 8000 rpm.

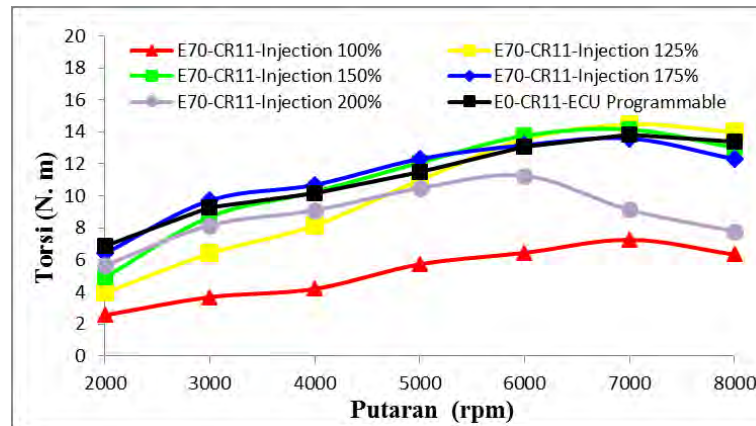
Peningkatan torsi seiring bertambahnya putaran *engine* tersebut terjadi karena pada putaran yang lebih tinggi, aliran udara yang memasuki ruang bakar lebih turbulen yang akan mengakibatkan campuran udara dan bahan bakar menjadi semakin baik, sehingga torsi akan meningkat. Selain itu, meningkatnya putaran *engine* disebabkan oleh bertambahnya laju aliran bahan bakar, sehingga dengan semakin banyaknya bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar, torsi yang dihasilkan akan semakin meningkat. Namun peningkatan putaran *engine* juga akan meningkatkan gesekan, meningkatkan temperatur operasional, serta meningkatkan kemungkinan terjadinya pembakaran yang tidak sempurna sehingga menyebabkan torsi menurun.

Dari data diatas bisa dihitung bahwa pada putaran 2000 rpm, penurunan torsi akan terjadi sebesar 0.7 % bila mengganti ECU standar dengan ECU *programmable*. Pada putaran 7000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,7 % dari ECU standar, dan pada putaran engine sebesar 8000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,8 % dari ECU standar. Walaupun terjadi penurunan torsi, ECU *programmable* dianggap layak untuk digunakan pada penelitian ini karena penurunan torsi yang terjadi sangat kecil. Oleh karena itu, pada analisa-analisa selanjutnya dibandingkan dengan E0 dengan penggunaan ECU *programmable*.

4.5 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Berbahan Bakar Bioetanol E70 (RON 104) Variasi Durasi Injeksi Bahan Bakar

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E70 (RON 104) variasi waktu pengapian dan rasio kompresi, maka terlebih dahulu dilakukan pengujian dengan variasi durasi penginjeksian bahan bakar. Hal ini dilakukan karena bahan bakar Bioetanol memiliki AFR sebesar 9:1. Oleh karena itu, perlu dilakukan penambahan durasi penginjeksian bahan bakar agar AFR dari *engine* yang awalnya 14,7:1 bisa mendekati 9:1. Mapping injeksi bahan bakar yang dilakukan adalah menambah besar injeksi bahan bakar yang masuk dari 100% hingga 200%. Pengujian variasi durasi penginjeksian bahan bakar ini dilakukan untuk menghasilkan torsi maksimum pada setiap putaran *engine* dengan memasukkan mapping antara 100%, 125%, 150%, 175%, 200% dari debit penyemprotan injektor, kemudian dari hasil pengujian diambil torsi maksimal dari setiap putaran *engine* sehingga besarnya mapping durasi penginjeksian bahan bakar yang maksimal pada setiap putaran bisa didapatkan. Dari pengujian didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Bioetanol E70 (RON 104) dengan ECU *programmable*. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* 2000 sampai 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan *waterbrake dynamometer* yang telah diinstal dengan load cell yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di monitor berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam

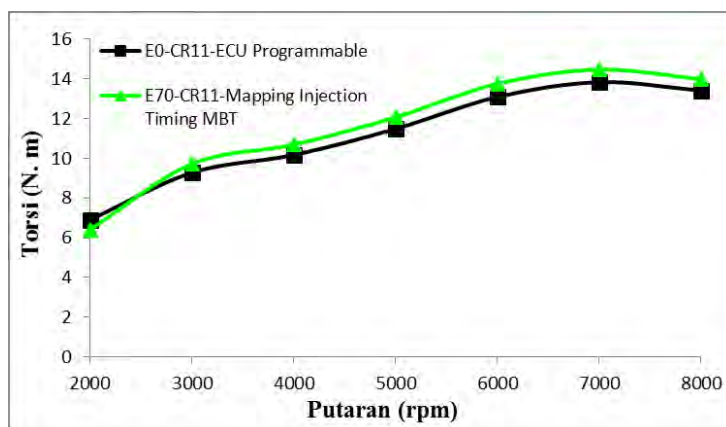
bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi engine dapat ditunjukkan dalam gambar 4.6 berikut



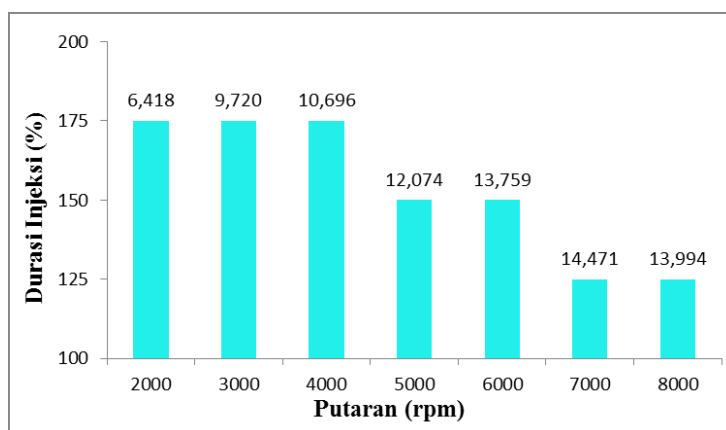
Gambar 4.6 Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.6 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan torsi pada tiap putaran *engine* dan variasi durasi penginjeksian bahan bakar dengan pemakaian bahan bakar Bioetanol E70 (RON 104). Torsi yang dihasilkan oleh durasi 100%, 125%, 150%, dan 175% memiliki trendline yang hampir sama dengan trendline yang ditunjukkan oleh bahan bakar Pertamina (RON 92) yaitu nilai torsi terus meningkat hingga putaran 7000 rpm kemudian turun saat di putaran 8000 rpm. Hal ini tidak terjadi pada durasi 200%, pada durasi ini nilai torsi terus meningkat hingga putaran 6000 rpm kemudian turun drastis di putaran 7000 rpm dan 8000 rpm.

Bila dari grafik diatas diambil sampel pada putaran 5000 rpm bisa dilihat bahwa dengan mengganti bahan bakar dari Pertamina ke Bioetanol E70 (dengan durasi injeksi 100%), torsi dari engine akan turun dari 11,486 N.m ke 5.735 N.m. Hal ini menunjukkan bahwa torsi turun sebesar 50%. Kemudian jika durasi ditambah menjadi 125%, torsi yang dihasilkan sebesar 10,981 N.m, sehingga penurunan torsi dari penggunaan bahan bakar Pertamina bisa direduksi menjadi 4,6%. Pada durasi injeksi 150%, peningkatan torsi terjadi sebesar 5,1% ke angka 12,074 N.m, sedangkan torsi meningkat sebesar 7,2% ke angka 12,315 N.m pada penggunaan durasi injeksi 175%. Kemudian pada durasi 200%, nilai torsi turun sebesar 8,7% dengan nilai sebesar 10,481 N.m.

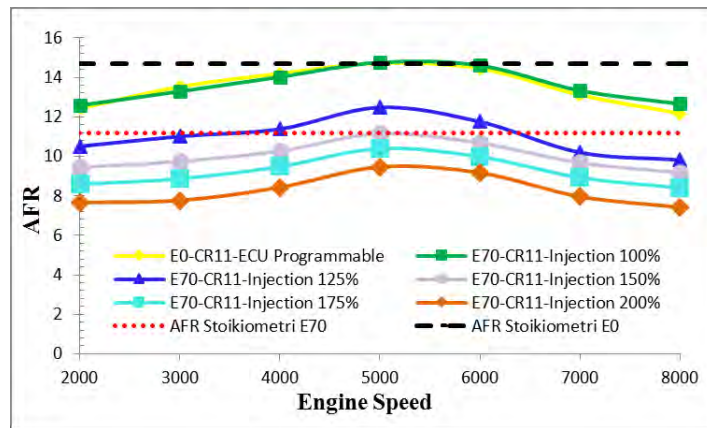


Gambar 4.7 Grafik Torsi Mapping Injeksi sebagai Fungsi Putaran Engine

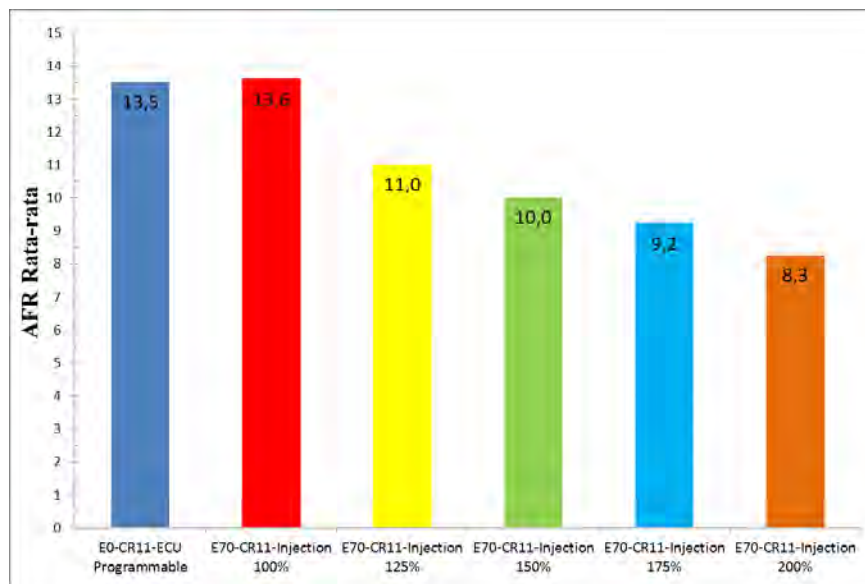


Gambar 4.8 Grafik Mapping Injeksi Optimal

Dari gambar 4.7 terlihat dari trendline grafiknya bahwa torsi yang dihasilkan oleh mapping injeksi pada E70 lebih besar dari torsi dengan bahan bakar Pertamina (E0), sehingga dengan mapping durasi penginjeksian bahan bakar ini bisa disimpulkan terjadi peningkatan nilai torsi dari penggunaan bahan bakar Pertamina. Hasil pengujian dengan variasi durasi penginjeksian bahan bakar pada *engine* Honda CB150R ditunjukkan pada gambar 4.8, didapat mapping yang optimal untuk *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E70 yaitu pada putaran *engine* 2000 hingga 4000 rpm terbaik pada mapping injeksi bahan bakar 175%, putaran *engine* 5000 dan 6000 rpm pada mapping injeksi bahan bakar 150%, serta pada putaran 7000 dan 8000 rpm mapping injeksi bahan bakar 125%.



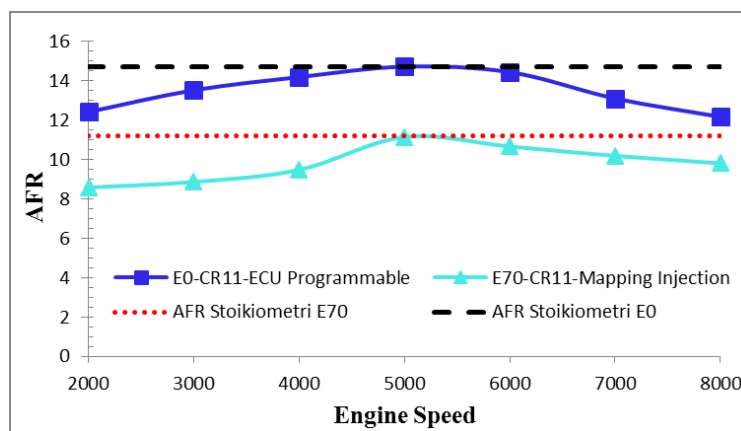
Gambar 4.9 Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



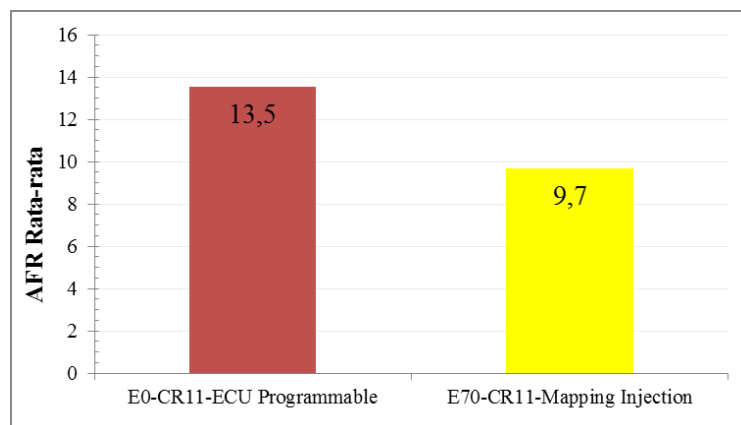
Gambar 4.10 Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi

Dari gambar 4.9 bisa diamati bahwa dengan penggantian bahan bakar ke bioetanol, AFR akan menjadi lebih kaya dari yang dihasilkan saat penggunaan Pertamina. Namun seiring penambahan durasi penginjeksian bahan bakar hingga 200%, AFR akan semakin kaya. Hal ini dijelaskan dalam penelitian iodice et al[8] dimana *heating value* (nilai kalor bersih) bahan bakar mempengaruhi output daya mesin secara langsung. *heating value* etanol kira-kira 1/3 kali lebih rendah dari pada bensin. Dengan demikian, untuk mencapai output daya mesin yang sama, lebih banyak bahan bakar yang dibutuhkan untuk etanol. Hal ini menunjukkan bahwa nilai pemanasan bahan bakar campuran etanol-bensin akan menurun seiring dengan kenaikan kandungan etanol. Oleh karena itu, campuran etanol-bensin memiliki konsumsi bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan bensin dan hal ini

bisa juga terjadi karena bahan bakar bioetanol memiliki kalor laten yang tinggi. Kalor laten tinggi tersebut menyebabkan temperatur udara yang memasuki ruang bakar menjadi menurun karena kalor dari udara akan diserap oleh bahan bakar bioetanol untuk menguap. Akibatnya, densitas udara menjadi lebih tinggi sehingga volume udara menjadi lebih kecil. Karena hal tersebut, maka pasokan udara yang memasuki ruang bakar akan lebih banyak akibat adanya ruang-ruang kosong yang disebabkan oleh mengecilnya volume udara di ruang bakar. Pada kondisi ini, campuran antara bahan bakar dan udara disebut dengan campuran miskin (lean).



Gambar 4.11 Grafik AFR Mapping Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



Gambar 4.12 Grafik Rata-rata AFR *Mapping* Injeksi

Pada pemakaian Bioetanol E70, dengan meningkatkan durasi penginjeksian bahan bakar dari 125% sampai 175%, torsi dari *engine* akan semakin besar dari durasi 100%. Hal ini terjadi karena AFR dari *engine* semakin turun akibat laju aliran massa bahan bakar yang terus bertambah sedangkan laju aliran massa udaranya relatif tetap. Masing-masing penurunan dari AFR Pertamina adalah sebesar 18,4%, 25,8%, dan 31,7% untuk durasi 125%, 150%, dan 175%. AFR yang semakin turun

ini menyebabkan pembakaran yang terjadi semakin sempurna, karena AFR stoikiometri dari bioetanol adalah 9:1, lebih kaya daripada bahan bakar Pertamina. Pada durasi injeksi 125%, torsi yang dihasilkan di putaran tinggi 7000 dan 8000 rpm nilainya paling tinggi dari durasi injeksi yang lainnya. Hal ini terjadi karena pada durasi injeksi 125%, AFR yang dihasilkan paling mendekati dengan AFR stoikiometri dari bioetanol. Sedangkan pada durasi 200%, terjadi penurunan torsi yang drastis dari putaran 6000 rpm sampai 8000 rpm. Hal ini terjadi karena AFR rata-rata yang dihasilkan pada durasi 200% adalah 8,3:1. AFR tersebut terlalu kaya untuk bahan bakar bioetanol yang artinya pasokan bahan bakar terlalu banyak, sehingga di putaran tinggi torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

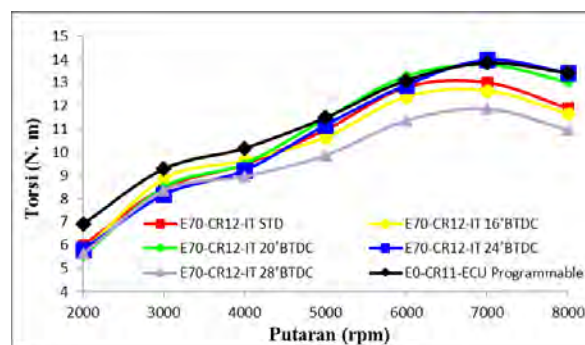
4.6 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang *Engine* Berbahan Bakar Bioetanol E70 (RON 104) Variasi Waktu Pengapian dan Rasio Kompresi

Setelah dilakukan pengujian variasi durasi penginjeksian bahan bakar, maka selanjutnya pengujian dengan variasi waktu pengapian dan rasio kompresi bisa dilakukan. Dalam pengujian ini, *engine* Honda CB150R harus diatur pada rasio kompresi 13:1 dengan cara mengganti piston dengan piston yang sudah dimodifikasi dengan penambahan dome. Setelah pengujian dengan rasio kompresi 13:1 selesai, maka dilakukan penambahan packing supaya rasio kompresi bisa turun ke 12,5:1, dan 12:1. Pengujian dengan variasi rasio kompresi ini bertujuan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap hasil unjuk kerja, emisi gas buang, serta temperatur operasional *engine* Honda CB150R tersebut.

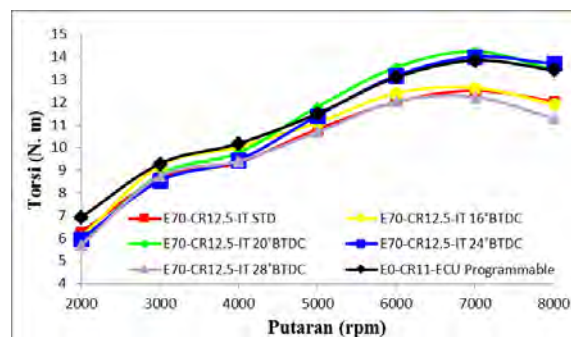
Adapun parameter-parameter unjuk kerja, emisi gas buang, dan temperatur operasional yang akan dianalisa pada pengujian ini adalah torsi, daya (brake horse power, bhp), tekanan efektif rata-rata (brake mean effective pressure, bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (specific fuel consumption, sfc), efisiensi termal (η), AFR, emisi gas CO, emisi gas HC, temperatur *engine*, temperatur oli, serta temperatur exhaust (gas buang). Data-data tersebut dapat disajikan dalam pembahasan berikut ini.

4.6.1 Torsi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

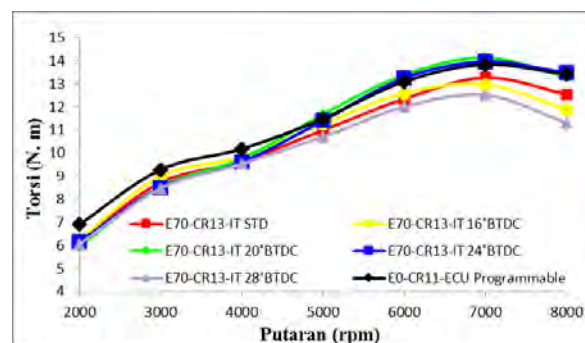
Dari pengujian yang telah dilakukan untuk variasi rasio kompresi, didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Bioetanol E70 (RON 104) dengan ECU *programmable*. Pengukuran terhadap torsi dilakukan menggunakan waterbrake dynamometer yang telah diinstal dengan load cell yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di monitor berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik.



Gambar 4.13 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran *Engine* pada CR 12

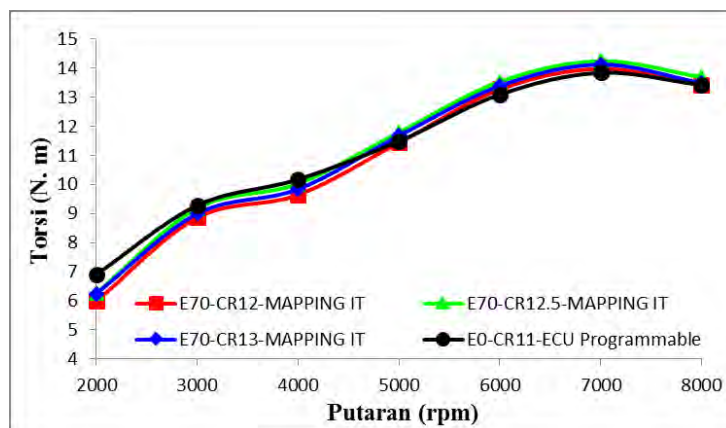


Gambar 4.14 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran *Engine* pada CR 12,5



Gambar 4.15 Grafik Torsi Variasi Waktu Pengapian sebagai Fungsi Putaran *Engine* pada CR 13

Dari grafik diatas, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu. kemudian torsi mengalami penurunan pada putaran lebih tinggi. Hal ini disebabkan, semakin tinggi putaran *engine* maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi dan menyebabkan pencampuran bahan bakar dan udara semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Setelah putaran mesin semakin tinggi maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi, seperti kerugian berupa gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. semakin tinggi putaran *engine* maka friksi yang terjadi juga semakin besar. Selain itu pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar juga memerlukan waktu. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pengapian yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar, atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar. Dengan menaikkan rasio kompresi dari 12 sampai 13 maka torsi akan meningkat, hal ini sesuai dengan penelitian jeuland et al [9] dimana angka oktan yang tinggi mempunyai ketahanan yang kuat terhadap detonasi. Sehingga dapat mengoptimalkan unjuk kerja engine akibat peningkatan rasio kompresi dan waktu pengapian.



Gambar 4.16 Grafik Torsi Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

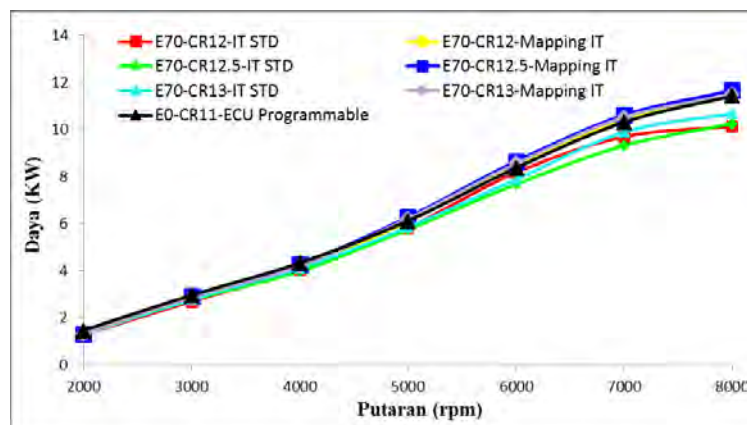
Dari gambar 4.16 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Torsi yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran engine 7000 rpm hingga

8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran engine pada 7000 rpm untuk dianalisa, karena di putaran engine ini torsi maksimal terjadi. Pada E70 dengan rasio kompresi 12.5:1, torsi yang dihasilkan sebesar 13,974 N.m meningkat 1% dari torsi yang dihasilkan oleh E0. Pada E70 dengan rasio kompresi 12,5:1, torsi yang dihasilkan sebesar 14,239 N.m dan meningkat 2,9% dari torsi yang dihasilkan oleh E0. Sedangkan pada E70 dengan rasio kompresi 13:1, torsi yang dihasilkan sebesar 14,122 N.m meningkat 2,05% dari torsi yang dihasilkan oleh E0.

Peningkatan torsi seiring bertambahnya rasio kompresi tersebut terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja *engine*, sehingga torsi yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.2 Daya sebagai Fungsi Putaran Engine

Penghitungan terhadap daya yang dikeluarkan oleh engine terlebih dahulu harus mengetahui nilai torsi dan putaran dari poros engine. Data hasil penghitungan daya engine dapat ditunjukkan dalam gambar 4.17 berikut.



Gambar 4.17 Grafik Daya Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.17 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan daya dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran engine. Daya yang dihasilkan oleh engine Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran engine dari 2000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran engine pada 8000 rpm

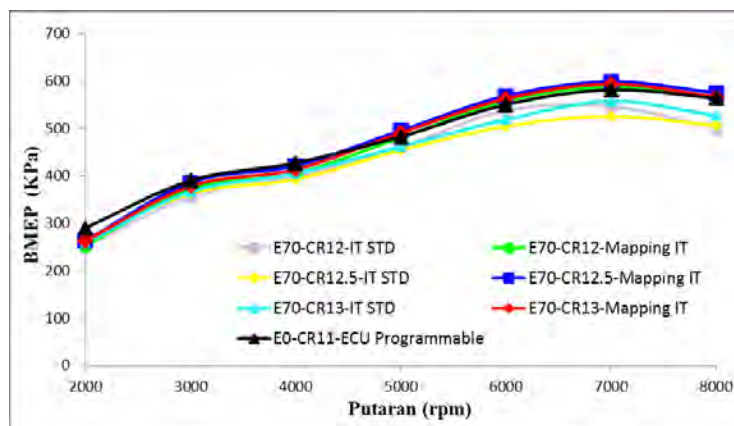
untuk dianalisa, karena di putaran engine ini daya maksimal terjadi pada E70 dengan rasio kompresi 12.5:1 mapping injeksi, daya yang dihasilkan sebesar 11,659 kW. Daya tersebut meningkat sebesar 2,1% dari daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 13,7% dari E70 dengan rasio kompresi 12:1 IT standar. Pada E70 dengan rasio kompresi 12:1 mapping injeksi, daya yang dihasilkan sebesar 11,426 kW. Daya tersebut sama dengan daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 12,7% dari E70 dengan rasio kompresi 12:1 IT standar. Sedangkan pada E70 dengan rasio kompresi 13:1 mapping injeksi, daya yang dihasilkan sebesar 11,484 kW. Daya tersebut meningkat 0,5% dari daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,5% dari E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar.

Semakin cepat putaran dari engine, maka daya yang dihasilkan oleh engine akan semakin besar. Akan tetapi, pada putaran tertentu, nilai torsi menurun akibat adanya kerugian-kerugian yang diakibatkan oleh meningkatnya gesekan, temperatur operasional, serta meningkatnya kemungkinan terjadinya pembakaran yang tidak sempurna. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Daya akan menurun pada putaran tertentu dan pada umumnya pada putaran tinggi seperti yang terjadi pada grafik diatas. Pada putaran antara 7000 sampai 8000 rpm, walaupun tidak terjadi penurunan daya, grafiknya terlihat lebih landai dari trendline grafik antara 2000 rpm hingga 7000 rpm. Sama seperti pada torsi, peningkatan daya seiring bertambahnya rasio kompresi terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja engine, sehingga daya yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.3 Tekanan Efektif Rata-rata (bmep) sebagai Fungsi Putaran Engine

Penghitungan terhadap tekanan efektif rata-rata (bmep) pada engine CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya, luas penampang piston, panjang langkah piston, jumlah silinder dan putaran engine

(rps). Data hasil penghitungan tekanan efektif rata-rata engine dapat ditunjukkan dalam gambar 4.17 berikut.



Gambar 4.18 Grafik Bmep Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

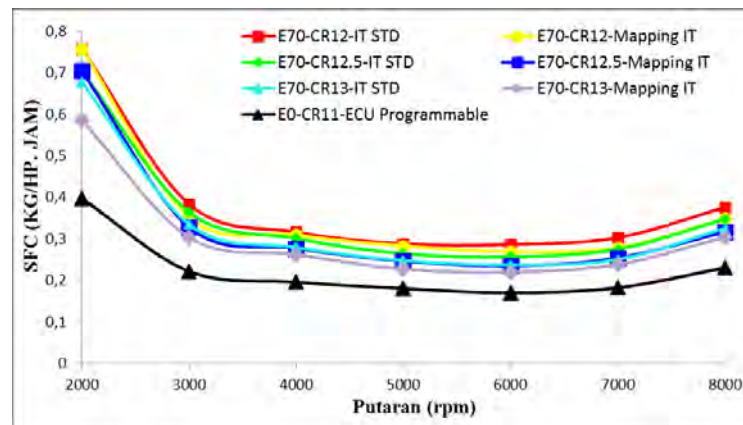
Dari gambar 4.18 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan bmep dari engine pada tiap rasio kompresi dan putaran engine. Bmep yang dihasilkan oleh engine Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran engine dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran engine 7000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran engine pada 7000 rpm untuk dianalisa, karena di putaran engine ini bmep maksimal terjadi. Pada E70 dengan rasio kompresi 12:1 mapping injeksi, bmep yang dihasilkan sebesar 587,4 kPa. Bmep tersebut meningkat 1% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,46% dari E70 dengan rasio kompresi 12:1 IT standar. Pada E70 dengan rasio kompresi 12,5:1 mapping injeksi, bmep yang dihasilkan sebesar 598,5 kPa. Bmep tersebut meningkat 2,9% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 13,87% dari E70 dengan rasio kompresi 12.5:1 IT standar. Sedangkan pada E70 dengan rasio kompresi 13:1 mapping injeksi, bmep yang dihasilkan sebesar 593,6 kPa. Bmep tersebut meningkat 2,05% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 6,43% dari E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar.

Sama seperti pada torsi, peningkatan bmep seiring bertambahnya rasio kompresi tersebut terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar

yang besarnya 11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja engine, sehingga bmep yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc) sebagai Fungsi Putaran Engine

Penghitungan terhadap konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) pada engine CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya dan laju aliran massa bahan bakar. Data hasil penghitungan konsumsi bahan bakar engine dapat ditunjukkan dalam gambar 4.19 berikut.



Gambar 4.19 Grafik SFC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 4.19 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan konsumsi bahan bakar spesifik dari engine pada tiap rasio kompresi dan putaran engine. Sfc yang dihasilkan oleh engine Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami penurunan drastis dari putaran engine 2000 rpm hingga 7000 rpm, kemudian akan mengalami peningkatan pada putaran engine 7000 rpm hingga 8000 rpm. Trendline tersebut berbeda dengan yang dihasilkan oleh E0. Pada penggunaan E0, trendline grafik turun dari putaran 2000 ke 3000 rpm, kemudian dari putaran 3000 sampai 7000 rpm, trendline grafik terlihat konstan, kemudian akan naik pada putaran 8000 rpm. Dari grafik diatas bisa dilihat bahwa terdapat perbedaan letak sfc minimum. Pada penggunaan E0, sfc minimum sebesar 0,170 kg/HP.jam terdapat pada putaran 6000 rpm sama pada penggunaan E70. Pergeseran letak sfc minimum ini disebabkan oleh mapping durasi injeksi yang berbeda-beda di setiap putaran engine. Pada putaran bawah (2000 sampai 4000 rpm), durasi yang

digunakan adalah 175%, kemudian di putaran 5000 sampai 6000 rpm, durasi injeksi optimal adalah 150%, sedangkan di putaran 7000 dan 8000 rpm, mapping injeksi yang optimal sebesar 125%. Oleh karena itu, sfc yang dihasilkan saat penggunaan E70 berbeda dengan E0 karena secara teoritis dengan meningkatnya laju aliran massa bahan bakar, sfc yang dihasilkan juga akan semakin besar.

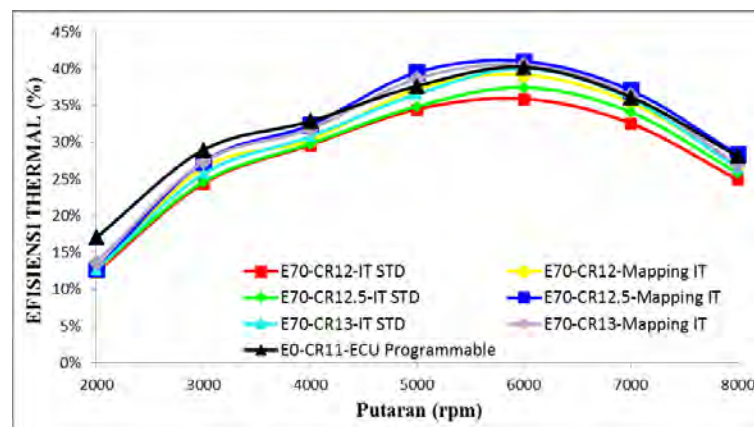
Pada grafik diatas diambil satu sampel putaran engine pada 7000 rpm. Pada E70 dengan rasio kompresi 12:1 mapping injeksi, sfc yang dihasilkan sebesar 0,278 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 52,86% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 8,03% dari E70 dengan rasio kompresi 12:1 IT standar. Pada E70 dengan rasio kompresi 12,5:1 mapping injeksi, sfc yang dihasilkan sebesar 0,253 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 39,30% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 7,78% dari E70 dengan rasio kompresi 12.5:1 IT standar. Sedangkan pada E70 dengan rasio kompresi 13:1 mapping injeksi, sfc yang dihasilkan sebesar 0,238 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 30,85% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 4,77% dari E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar.

Konsumsi bahan bakar spesifik akan turun dengan bertambahnya putaran engine, namun akan meningkat saat putaran tertentu. Hal ini disebabkan karena pada saat putaran rendah dengan beban yang harus diterima engine lebih besar saat engine bekerja pada putaran tinggi menyebabkan pasokan bahan bakar yang harus lebih banyak. Sedangkan daya yang dihasilkan pada putaran rendah sangat kecil, sehingga sfc yang dihasilkan menjadi besar. Pada saat putaran tinggi, dengan penurunan daya yang dihasilkan oleh engine, menyebabkan sfc akan lebih besar daripada saat engine bekerja pada putaran menengah. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0 ke E70, menyebabkan meningkatnya sfc. Hal ini disebabkan karena LHV etanol kira-kira 1/3 kali lebih rendah dari pada Pertamax. Dengan demikian, untuk mencapai output daya mesin yang sama, lebih banyak bahan bakar yang dibutuhkan untuk etanol. Hal ini menunjukkan bahwa nilai pemanasan bahan bakar campuran etanol-bensin akan menurun seiring dengan kenaikan kandungan etanol. Oleh karena itu, campuran etanol-bensin memiliki konsumsi bahan bakar yang lebih tinggi dibandingkan dengan bensin[8]. Jeuland et al[9] juga menjelaskan oksigen yang ada membuat LHV bahan bakar rendah, sehingga konsumsi bahan bakar meningkat. Kemudian dengan penambahan rasio

kompresi menyebabkan nilai sfc dari penggunaan E70 di semua putaran menjadi turun. Hal ini disebabkan dengan penambahan rasio kompresi akan menyebabkan tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1 yang menyebabkan daya dari engine menjadi lebih besar, sehingga nilai dari sfc akan turun.

4.6.5 Efisiensi Termal sebagai Fungsi Putaran Engine

Penghitungan terhadap efisiensi termal pada engine CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya, laju aliran massa bahan bakar, dan nilai LHV dari bahan bakar Bioetanol E70. Data hasil penghitungan efisiensi thermal engine dapat ditunjukkan dalam gambar 4.20 berikut.



Gambar 4.20 Grafik Efisiensi Termal Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 4.20 diatas ditunjukkan trendline yang merepresentasikan efisiensi termal dari engine pada tiap rasio kompresi dan putaran engine. Efisiensi termal yang dihasilkan oleh engine Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami kenaikan dari putaran engine 2000 rpm hingga 6000 rpm, kemudian akan mengalami penurunan pada putaran engine 6000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas bisa dilihat bahwa terdapat perbedaan letak efisiensi termal maksimum. Pada penggunaan E0, efisiensi termal maksimum terdapat pada putaran 6000 rpm sama pada penggunaan E70 dengan variasi durasi injeksi dan rasio kompresi. Pergeseran letak efisiensi termal maksimum ini disebabkan oleh

mapping durasi injeksi yang berbeda-beda di setiap putaran engine, seperti yang terjadi pada sfc dari engine.

Pada grafik diatas diambil satu sampel putaran engine pada 6000 rpm. Pada E70 dengan rasio kompresi 12:1 mapping injeksi, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 39,2%. efisiensi termal tersebut turun 2,57% dari efisiensi termal yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 9,08% dari E70 dengan rasio kompresi 12:1 IT standar. Pada E70 dengan rasio kompresi 12,5:1 mapping injeksi, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 41%. efisiensi termal tersebut meningkat 1,94% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 9,42% dari E70 dengan rasio kompresi 12,5:1 IT standar. Sedangkan pada E70 dengan rasio kompresi 13:1 mapping injeksi, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 40,5%. efisiensi termal tersebut turun 7,36% dari efisiensi termal yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,85% dari E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar. Hal ini sesuai dengan iodice et al[8] yang mengatakan efisiensi mesin SI bergantung pada rasio kompresi (dan bahan bakar dengan bilangan oktan tinggi sangat sesuai untuk rasio kompresi yang tinggi), penggunaan etanol dalam mesin SI dapat meningkatkan efisiensi energi dan kandungan oksigen dalam etanol (34,7 wt%) mendukung efisiensi pembakaran.

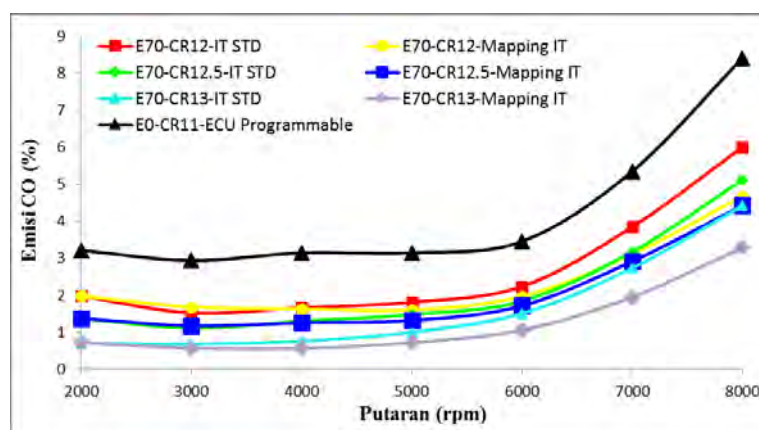
4.6.6 Emisi Gas CO sebagai Fungsi Putaran Engine

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Pada penelitian ini lebih difokuskan pada pengaruh penggantian bahan bakar dari E0 ke E70, serta penambahan durasi injeksi dan rasio kompresi dari engine. Semakin bertambahnya putaran engine, besarnya emisi gas CO akan semakin bertambah. Hal ini disebabkan oleh pembakaran yang tidak sempurna di putaran atas karena campuran bahan-bakar dan udara yang semakin kaya.

Pada grafik emisi CO vs rpm, didapatkan trendline yang cenderung sama untuk penggantian bahan bakar dari E0 ke E70 dengan mapping injeksi. Kemudian trendline grafik yang sama juga terdapat pada penambahan rasio kompresi engine.

Besar nilai CO dengan penggantian E0 ke E70 akan turun karena bahan bakar bioetanol memiliki unsur oksigen dalam ikatan kimianya. Unsur oksigen tersebut akan mengikat CO untuk menjadi CO₂.

Sehingga CO yang dihasilkan oleh bahan bakar bioetanol akan turun dari yang dihasilkan oleh E0. Kemudian dengan penambahan rasio kompresi, Gas CO yang dihasilkan akan turun dari rasio kompresi 11:1. Hal ini disebabkan dengan penambahan rasio kompresi pada penggunaan bahan bakar E70, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih sempurna, karena tekanan dan temperatur yang lebih tinggi, maka bioetanol dapat terbakar lebih baik, sehingga volume gas CO yang dihasilkan akan semakin kecil.



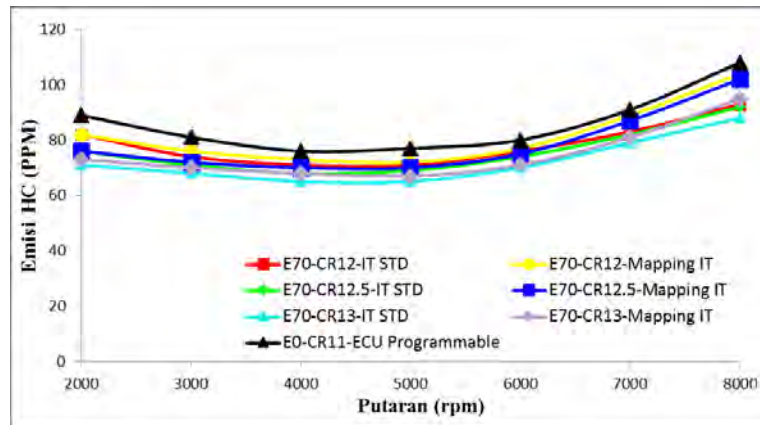
Gambar 4.21 Grafik Emisi Gas CO Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Pada putaran 2000 rpm, penurunan emisi CO yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 adalah yang terbesar, yaitu sebesar 80,01% dari emisi yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 15,95% dari emisi yang dihasilkan E70 dengan rasio kompresi 11:1. Sedangkan pada putaran engine 8000 rpm, penurunan emisi gas CO pada rasio kompresi 13:1 adalah sebesar 60,86% dari E0, dan turun sebesar 25,61% dari emisi E70 CR 13:1 IT standar.

4.6.7 Emisi Gas HC sebagai Fungsi Putaran Engine

Emisi HC atau Unburned Hidrokarbon adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara teoritis kadar emisi HC akan menurun seiring meningkatnya putaran engine. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya homogenitas campuran udara dan bahan bakar seiring dengan

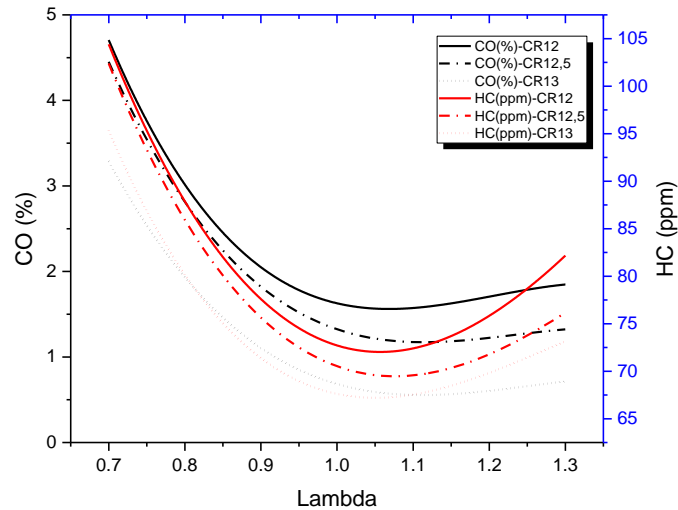
pertambahan putaran engine. Namun di putaran atas, emisi HC akan meningkat karena pembakaran yang terjadi saat putaran atas akan semakin tidak sempurna karena campuran bahan bakar dan udara yang semakin kaya di putaran atas.



Gambar 4.22 Grafik Emisi Gas HC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Gambar 4.22 di atas menunjukkan emisi HC seiring bertambahnya putaran engine. Pada putaran rendah emisi HC cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran engine. Setelah emisi HC berada pada titik terendah akan mengalami kenaikan hingga rpm berada pada 8000 rpm. Kemudian pada grafik diatas di putaran 5000 rpm, penurunan emisi HC yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 adalah yang terbesar, yaitu sebesar 12,98% dari emisi yang dihasilkan oleh E0, dan naik sebesar 3,07% dari emisi yang dihasilkan E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar. Hal ini sesuai dengan penelitian iodice et al[8] yang mengatakan Kandungan oksigen dalam etanol (34,7 wt%) mendukung efisiensi pembakaran dan suhu pembakaran bahan bakar campuran etanol-bensin yang tinggi, karena lebih banyak konsentrasi oksigen yang disediakan di dalam silinder mesin untuk proses pembakaran yang lebih sempurna (efek pengikat), sehingga mengurangi tingkat emisi CO dan HC. Jeuland et al[9] juga mengatakan Kandungan oksigen dalam rumus kimianya membuat campuran bahan bakar dan udara lebih homogen, penurunan emisi HC dan CO.

4.6.8 Analisa Emisi Gas Buang



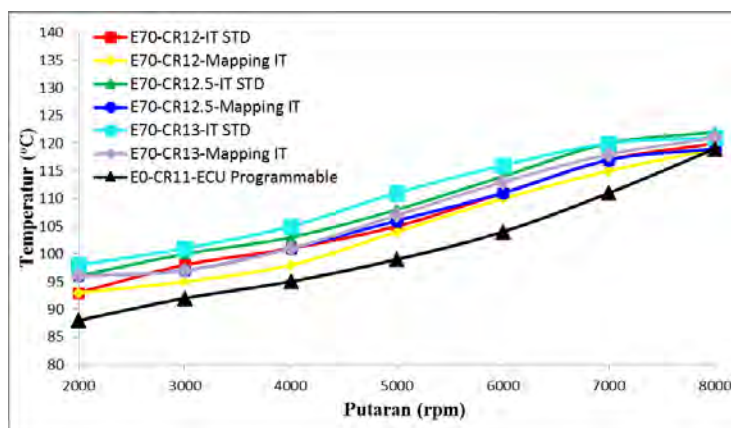
Gambar 4.23 Grafik hubungan emisi CO dan HC terhadap *air fuel ratio*

Pada pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Sedangkan Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya overlap valve, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

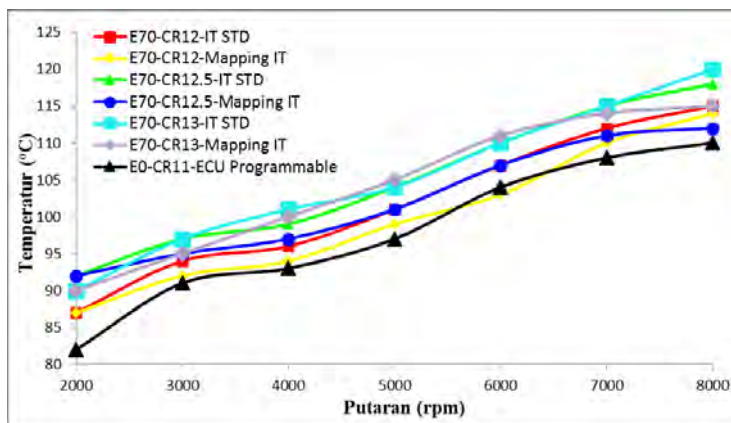
Gambar 2.26 diatas menunjukkan trendline grafik CO dan HC yang menurun seiring dengan bertambahnya nilai lambda. Dengan peningkatan nilai lambda dari 0,7 sampai 1,05 terjadi penurunan emisi yang signifikan. Sedangkan ketika terjadi peningkatan lambda dari 1,05 ke 1,3 emisi juga mengalami kenaikan. Dengan bertambahnya rasio kompresi dari 12, 12,5 dan 13 mengakibatkan nilai emisi juga mengalami penurunan. Penurunan emisi CO dan HC ini terjadi karena dengan bertambahnya rasio kompresi dengan durasi injeksi bioetanol yang tepat maka pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih baik. Dengan semakin sempurnanya pembakaran inilah maka emisi CO dan HC akan turun.

4.6.9 Temperatur Engine, Oli, dan Gas Buang sebagai Fungsi Putaran Engine

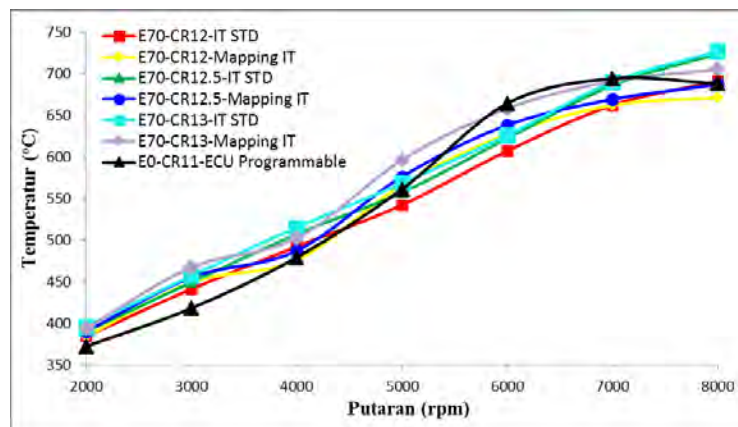
Temperatur operasional juga merupakan parameter yang diukur pada penelitian ini. Hal ini bertujuan untuk menganalisa apakah dengan variasi yang dilakukan pada penelitian ini aman ditinjau dari temperatur yang diukur dari engine, oli, serta gas buang dari engine. Bila temperatur yang diukur terlalu tinggi ditakutkan terjadi panas yang berlebihan pada ruang bakarnya, yang menyebabkan kerusakan pada komponen-komponen engine. Kejadian yang demikian ini biasa dikenal dengan overheat.



Gambar 4.24 Grafik Temperatur Engine Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine



Gambar 4.25 Grafik Temperatur Oli Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine



Gambar 4.26 Grafik Temperatur Gas Buang Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 4.23, 4.24, dan 4.25 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik diatas, terdapat trendline yang hampir sama untuk temperatur engine, oli, dan temperatur gas buang. Terlihat pada ketiga grafik, temperatur akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya putaran engine. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0, ke E70 dengan mapping injeksi yang optimal tanpa mengubah rasio kompresinya, temperatur akan turun dari E0 standar. Kemudian dari bahan bakar E70 yang sudah diberi mapping injeksi, bila rasio kompresi diubah menjadi lebih besar, temperatur juga akan menjadi lebih besar pula. Hal tersebut disebabkan karena dengan bertambahnya putaran engine, bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan semakin banyak, sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar memiliki energi panas yang lebih besar dari putaran rendah. Kemudian dengan mengganti bahan bakar dari E0 ke E70, temperatur operasional akan turun karena nilai kalor bahan bakar bioetanol lebih rendah dari Pertamina. Namun dengan penambahan rasio kompresi pada E70, temperatur operasional akan meningkat. Peningkatan ini akan melebihi temperatur operasional yang dihasilkan oleh bahan bakar E0. Hal tersebut terjadi karena pada penambahan rasio kompresi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih besar, sehingga temperatur operasional yang dihasilkan juga akan semakin besar.

Dari grafik temperatur engine sebagai fungsi putaran engine di gambar 4.23, rasio kompresi 13:1 memiliki temperatur puncak yang lebih tinggi dari temperatur pada penggunaan E0. Namun, temperatur pada rasio kompresi 13:1 memiliki rata-rata temperatur yang lebih tinggi dari temperatur yang dihasilkan E0 terlihat dari

trendline grafiknya. Temperatur puncak dari rasio kompresi 13:1 naik sebesar 6,30% dari temperatur yang dihasilkan E0 dan turun sebesar 1,66% dari rasio kompresi 13:1 IT standar pada putaran 7000 rpm. Pada rasio kompresi 13:1 peningkatan terjadi sebesar 4,54% dari temperatur oli yang dihasilkan oleh penggunaan E0. Sedangkan bila dibandingkan dengan temperatur oli yang dihasilkan oleh E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar, penurunan terjadi sebesar -4,16%. Dari gambar 4.25, temperatur gas buang yang paling tinggi terjadi pada putaran engine 5000 rpm. Pada rasio kompresi 13:1 peningkatan temperatur gas buang terjadi sebesar 6,23% dari penggunaan bahan bakar E0. Hal ini terjadi karena temperatur gas buang maksimal pada penggunaan bahan bakar E0 dan E70 dengan rasio kompresi 13:1 IT standar sama besarnya, maka besar peningkatan temperatur yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 juga sama. Dari pembahasan diatas dapat disimpulkan bahwa dengan bertambahnya putaran engine maka temperatur operasional akan meningkat. Sedangkan bila rasio kompresi pada penggunaan bahan bakar E70 semakin besar, temperatur operasional akan semakin tinggi melebihi temperatur yang dihasilkan oleh penggunaan bahan bakar E0. Dari hasil diatas sesuai dengan iodice et al[9] yang menjelaskan kandungan oksigen dalam etanol (34,7 wt%) menyebabkan efisiensi pembakaran dan suhu pembakaran bahan bakar campuran etanol-bensin yang tinggi.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan yang saya dapatkan dari penelitian ini adalah :

1. Pemetaan injeksi bahan bakar yang optimal untuk menghasilkan torsi maksimal untuk engine Honda CB150R berbahan bakar Bioetanol E70 pada putaran 2000 hingga 4000 rpm adalah 175%, putaran 5000 hingga 6000 rpm durasi terbaik 150%, sedangkan pada putaran 7000 hingga 8000 rpm durasi terbaik 125%.
2. Dari rasio kompresi 12, 12,5, dan 13 yang diperlakukan dengan variasi waktu pengapian untuk engine Honda CB150R berbahan bakar Bioetanol E70 menggunakan metode *maximun best torque* didapatkan rasio kompresi dan waktu pengapian yang tepat yaitu pada CR 12,5 dengan waktu pengapian 12° BTDC pada putaran 2000 rpm, putaran 3000 hingga 4000 rpm 16° BTDC, sedangkan putaran 5000 hingga 7000 rpm 20° BTDC dan putaran 8000 rpm adalah 24° BTDC. Dari hasil mapping waktu pengapian diatas dengan CR 12,5 dibandingkan terhadap E0 didapatkan torsi naik rata-rata sebesar 0,67%, Sfc naik rata-rata sebesar 10,7 %, dan efisiensi thermal mengalami penurunan rata-rata 1,21%. Hasil kandungan emisi CO dan HC mengalami penurunan yaitu emisi CO sebesar 52,74%, dan emisi HC turun sebesar 8,3%.

5.2 Saran

Setelah menyelesaikan penelitian ini, mungkin masih banyak kekurangan dalam proses pengambilan data. Sehingga bagi peneliti lain yang tertarik dengan penelitian tentang penggunaan bahan bakar Bioetanol E70 dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian ini.

1. Perlu dilakukan modifikasi pada bukaan katup throttle body seperti menyetel katup dengan mur agar waktu pengaturan putaran bisa lebih stabil.

2. Perlu dilakukan penelitian selanjutnya mengenai mapping waktu pengapian pada variasi sudut pengapian yang berbeda dengan menggunakan metode *maximum best torque* serta dengan variasi putaran engine yang lebih banyak.
3. Perlu dilakukan peremajaan alat pada waterbrake dynamometer dan roller roda belakang, mengingat alat tersebut adalah alat pengujian yang sudah lama dipakai. Hal ini dilakukan untuk meminimalisir terjadinya kesalahan pada data torsi.

DAFTAR PUSTAKA

1. Al-Hasan, M. (2003), "Effect of Ethanol–Unleaded Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emission", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, hal. 1547–1561.
2. Babu, M. G., & Subramanian, K. A. (2013). Alternative transportation fuels: utilisation in combustion engines. CRC Press.
3. Celik, M.B. (2008), "Experimental Determination of Suitable Ethanol-Gasoline Blend Rate at High Compression Ratio for Gasoline Engine", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, hal. 396-404.
4. Costa, R.C. dan Sodré, J.R. (2011), "Compression Ratio Effects on An Ethanol/Gasoline Fuelled Engine Performance", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 31, hal. 278-283.
5. Dharmawan, R.F.D. dan Sudarmanta, B. (2016), "Studi Eksperimen Pengaruh Rasio Kompresi dan Durasi Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100", Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
6. Heywood, J.B, (1988), *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc., United States.
7. Hsieh, WD., Chen, RH., Wu, TL. dan Lin, TH. (2002), "Engine Performance and Pollutant Emission Of An SI Engine Using Ethanol–Gasoline Blended Fuels", *Atmospheric Environment*, Vol. 36, hal. 403–10.
8. Iodice, P., Senatore, A., Langella, G. dan Amoresano, A. (2016), " Effect of Ethanol-Gasoline Blends on CO and HC Emissions in Last Generation SI Engines within The Cold-Start Transient: An Experimental Investigation", *Applied Energy*, Vol. 179, hal. 182-190.
9. Jeuland, N., Montagne, X. dan Gautrot, X. (2004), "Potentiality of Ethanol as a Fuel for Dedicated Engine", *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 59, No. 6, hal. 559-570.
10. Kawano, D.S, (2011), *Motor Bakar Torak (Bensin)*, ITS Press, Surabaya.
11. Kawano, D.S, (2014), *Pencemaran Udara*, ITS Press, Surabaya.
12. Kumar, A., Khatri, D.S. and Babu, M.K.G. (2009), "An Investigation of Potential and Challenges with Higher Ethanol–Gasoline Blend on a Single Cylinder Spark Ignition Research Engine", *SAE Technical Paper*, No. 01, hal. 0137.
13. Paloboran, M. E., Sutantra, I. N., & Sudarmanta, B. (2016). Performances and Emissions Characteristic of Three Main Types Composition of Gasoline-Ethanol Blended in

Spark Ignition Engines. *Analytical Energetic Approach for Predictive Generation of Dynamic Biped Walking-Use of Average Energies*, 552.

14. Pamuji, G.A. dan Sudarmanta, B. (2016), “Studi Eksperimen Pengaruh Mapping Ignition Timing dan Durasi Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100”, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Indonesia.
15. Setiyawan, A. (2012), *Kajian Eksperimen Pengaruh Etanol pada Premium terhadap Karakteristik Pembakaran Kondisi Atmosferik dan Bertekanan di Motor Otto Silinder Tunggal Sistem Injeksi*, Disertasi Fakultas Teknik, Universitas Indonesia, Indonesia.
16. Sudarmanta, B., Darsopuspito, S., & Sungkono, D. (2014). Influence of bioethanol-gasoline blended fuel on performance and emissions characteristics from port injection Sinjai Engine 650 cc. In *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 493, pp. 273-280.
17. Sudarmanta, B., Junipitoyo, B., Putra, A.B.K. dan Sutantra, IN. (2016), “Influence of The Compression Ratio and Ignition Timing on Sinjai Engine Performance with 50% Bioethanol-Gasoline Blended Fuel”, *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, No. 4, hal. 2768-2774.
18. Topgul, T., Yucesu, H.S. dan Koca, A. (2006), “The Effects of Ethanol-Unleade Gasoline Blends and Ignition Timing on Engine Performance and Exhaust Emissions”, *Renewable Energy*, Vol. 31, hal. 2534-2542.
19. Turns, S.R, (2000), *An Introduction To Combustion Concepts and Applications*. 2nd edition, McGraw-Hill, United States.
20. Yucesu, H.S., Topgul, T., Cinar, C. dan Okur, M. (2006), “Effect of Ethanol–Gasoline Blend on Engine Performance and Exhaust Emissions in Different Compression Ratios”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, hal. 2272–2278.
21. Yuksel, F. dan Yuksel, B. (2004), “The Use Of Ethanol–Gasoline Blend as A Fuel in An SI Engine. *Renewable Energy*, Vol. 29, hal. 1181–1191.

LAMPIRAN

LAMPIRAN A - DATA HASIL PENGUKURAN PADA PENGUJIAN

Tabel A.1 Data Torsi (Nm) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Torsi (Nm)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	6,958	6,909	2,560	3,952	4,916	6,418	5,664	5,998	6,262	6,164
3000	9,310	9,281	3,687	6,409	8,698	9,720	8,163	8,457	8,624	8,722
4000	10,231	10,172	4,199	8,163	10,255	10,696	9,102	9,477	9,339	9,633
5000	11,603	11,486	5,735	10,981	12,074	12,315	10,481	10,956	10,800	10,986
6000	13,269	13,093	6,452	13,542	13,759	13,173	11,270	12,799	12,005	12,338
7000	13,936	13,838	7,271	14,471	14,151	13,593	9,138	13,005	12,505	13,269
8000	13,524	13,416	6,349	13,994	13,020	12,307	7,791	11,897	12,034	12,544

Tabel A.2 Data Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	90,00	89,02	93,94	78,45	70,53	64,13	57,24	56,08	57,85	61,07
3000	80,00	75,00	81,03	67,16	59,46	54,08	47,37	52,38	54,04	58,15
4000	60,00	58,25	63,15	51,26	46,26	42,70	37,97	42,56	45,35	47,35
5000	47,60	47,32	49,29	41,69	37,25	34,72	31,61	34,28	36,72	39,43
6000	37,00	36,95	38,55	31,03	28,17	26,35	24,21	25,48	29,59	32,06
7000	27,00	26,93	29,36	22,45	21,31	19,65	17,53	19,49	22,16	22,92
8000	23,00	23,89	25,72	19,95	18,65	17,08	15,09	14,27	15,26	15,63

Tabel A.3 Data Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Temperatur Blok Silinder Mesin (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	89	88	98	95	88	82	82	93	96	98
3000	91	92	107	97	95	88	89	98	100	101
4000	93	95	106	98	96	91	93	101	103	105
5000	96	99	108	102	101	99	96	105	108	111
6000	102	101	113	109	102	102	97	111	114	116
7000	107	111	117	111	109	107	106	117	120	120
8000	109	119	120	115	111	110	101	120	122	121

Tabel A.4 Data Temperatur Oli Mesin (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Temperatur Oli Mesin (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	74	82	96	91	89	76	79	87	92	90
3000	83	91	101	94	93	82	81	94	97	97
4000	89	93	102	97	96	85	83	96	99	101
5000	92	97	103	100	99	93	89	101	104	104
6000	100	104	110	107	101	99	93	107	110	110
7000	106	108	115	111	109	105	101	112	115	115
8000	109	110	122	113	118	106	104	115	118	120

Tabel A.5 Data Temperatur Gas Buang (°C) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Temperature Gas Buang (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	357	372	435	412	397	346	366	384	390	396
3000	403	418	494	463	462	392	399	441	449	457
4000	476	494	544	503	517	469	457	492	507	515
5000	516	561	598	583	539	498	476	542	557	568
6000	591	664	672	671	638	569	517	607	622	626
7000	640	694	673	689	672	619	577	662	686	690
8000	653	688	686	694	688	671	622	691	724	727

Tabel A.6 Data Emisi CO (%) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Emisi CO (%)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	2,482	2,821	1,067	1,280	1,639	1,707	2,163	1,534	1,019	0,442
3000	2,723	2,936	1,193	1,425	1,513	2,163	2,483	1,524	1,118	0,683
4000	2,978	3,146	1,503	1,629	1,686	2,298	2,599	1,668	1,301	0,762
5000	3,132	3,147	1,992	1,834	2,467	2,325	2,776	1,811	1,481	1,002
6000	3,752	3,454	2,224	2,352	2,649	2,794	3,619	2,235	1,842	1,511
7000	5,112	5,342	3,706	3,580	4,272	4,605	4,780	3,843	3,171	2,732
8000	7,655	8,399	4,694	4,732	5,241	5,654	6,307	5,996	5,109	4,419

Tabel A.7 Data Emisi HC (ppm) Mapping Durasi Injeksi dengan Variasi Rasio Kompresi

RPM	Emisi HC (ppm)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programmable	E70, CR=11					E70, CR=12	E70, CR=12,5	E70, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	86	89	75	77	83	84	89	82	76	71
3000	84	84	75	78	77	82	84	74	71	68
4000	75	76	72	74	76	79	80	71	68	65
5000	75	77	72	74	76	78	78	71	69	65
6000	82	80	78	78	82	85	87	76	74	70
7000	93	91	89	90	92	92	94	83	82	79
8000	106	108	91	97	101	100	102	93	92	88

Tabel A.8 Data Torsi (Nm) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Torsi (Nm) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	5,998	5,733	5,527	5,802	5,625
3000	8,457	8,859	8,497	8,173	8,359
4000	9,477	9,643	9,506	9,222	8,957
5000	10,956	10,643	11,437	11,162	9,859
6000	12,799	12,387	13,269	12,887	11,358
7000	13,005	12,652	13,769	13,975	11,868
8000	11,897	11,672	13,024	13,416	10,956

Tabel A.9 Data Torsi (Nm) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Torsi (Nm) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	6,262	6,056	5,753	5,958	5,684
3000	8,624	9,183	8,791	8,526	8,732
4000	9,339	10,025	9,771	9,447	9,388
5000	10,800	11,094	11,789	11,397	10,672
6000	12,005	12,397	13,534	13,161	12,025
7000	12,505	12,632	14,239	13,994	12,221
8000	12,034	11,907	13,426	13,691	11,280

Tabel A.10 Data Torsi (Nm) pada CR 13 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Torsi (Nm) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	6,164	6,252	5,948	6,153	6,051
3000	8,722	8,996	8,546	8,512	8,477
4000	9,633	9,839	9,751	9,604	9,538
5000	10,986	11,260	11,672	11,407	10,696
6000	12,338	12,593	13,387	13,250	11,999
7000	13,269	12,975	14,122	13,955	12,512
8000	12,544	11,887	13,308	13,485	11,309

Tabel A.11 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	56,08	63,61	63,27	58,82	54,58
3000	52,38	54,28	53,91	48,69	45,35
4000	42,56	42,76	41,74	37,45	34,94
5000	34,28	36,24	35,49	31,61	29,71
6000	25,48	26,48	26,81	24,07	23,14
7000	19,49	19,46	19,73	19,71	16,05
8000	14,27	16,34	16,66	13,64	13,18

Tabel A.12 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	57,85	68,53	68,20	63,42	58,69
3000	54,04	56,38	57,94	52,47	48,76
4000	45,35	45,88	44,79	40,21	37,50
5000	36,72	38,88	38,10	33,94	31,88
6000	29,59	28,30	28,72	25,50	24,61
7000	22,16	20,60	21,15	18,89	17,03
8000	15,26	17,24	17,70	14,70	13,79

Tabel A.13 Waktu Konsumsi Bahan Bakar (Detik) pada CR 13 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (Detik) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	61,07	69,57	69,23	64,34	59,51
3000	58,15	62,19	58,74	53,15	49,36
4000	47,35	49,41	45,30	40,62	37,85
5000	39,43	39,25	41,45	34,20	32,11
6000	32,06	28,44	31,87	25,57	24,67
7000	22,92	20,57	23,13	18,82	16,92
8000	15,63	17,14	17,61	15,56	13,61

Tabel A.14 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	93	92	92	91	92
3000	98	95	95	95	95
4000	101	98	96	102	102
5000	105	100	104	111	104
6000	111	105	110	113	112
7000	117	110	114	115	118
8000	120	113	118	119	120

Tabel A.15 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	96	94	91	93	91
3000	100	97	95	96	96
4000	103	101	101	99	107
5000	108	105	106	107	110
6000	114	110	114	111	114
7000	120	117	117	114	117
8000	122	119	120	115	125

Tabel A.16 Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) pada CR 13 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Blok Silinder Mesin (°C) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	98	96	94	94	95
3000	101	97	97	96	98
4000	105	101	100	100	102
5000	111	105	107	102	104
6000	116	112	113	110	113
7000	120	123	118	117	120
8000	121	125	118	121	122

Tabel A.17 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Oli Mesin (°C) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	87	86	83	87	88
3000	94	92	89	90	91
4000	96	94	95	92	93
5000	101	97	99	101	100
6000	107	101	103	108	101
7000	112	104	104	110	108
8000	115	111	110	114	111

Tabel A.18 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Oli Mesin (°C) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	92	89	88	87	89
3000	97	95	92	90	91
4000	99	97	95	94	97
5000	104	101	101	98	101
6000	110	102	107	102	103
7000	115	110	111	107	106
8000	118	120	114	112	112

Tabel A.19 Temperatur Oli Mesin (°C) pada CR 13 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Oli Mesin (°C) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	90	90	88	88	86
3000	97	95	93	96	90
4000	101	100	100	102	99
5000	104	103	105	104	102
6000	110	106	111	106	105
7000	115	111	114	112	115
8000	120	117	117	115	117

Tabel A.20 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Gas Buang (°C) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	384	383	386	376	380
3000	441	449	469	439	438
4000	492	476	482	482	478
5000	542	550	566	540	542
6000	607	636	627	606	611
7000	662	667	666	662	665
8000	691	719	695	671	700

Tabel A.21 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Gas Buang (°C) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	390	389	388	379	377
3000	449	455	430	430	436
4000	507	487	494	499	493
5000	557	555	576	557	549
6000	622	629	638	623	631
7000	686	659	669	685	688
8000	724	720	719	687	718

Tabel A.22 Temperatur Gas Buang (°C) pada CR 13 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Temperatur Gas Buang (°C) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	396	394	271	261	275
3000	457	467	363	363	337
4000	515	502	415	446	440
5000	568	482	596	477	481
6000	626	667	658	638	642
7000	690	734	691	718	722
8000	727	826	808	705	811

Tabel A.23 Data Emisi CO (%) pada CR 12 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Emisi CO (%) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1,534	1,723	1,684	1,625	1,713
3000	1,524	1,684	1,665	1,615	1,694
4000	1,668	1,635	1,645	1,635	1,910
5000	1,811	1,623	1,604	1,593	2,019
6000	2,235	2,039	1,970	2,059	2,455
7000	3,843	3,356	3,574	3,108	3,950
8000	5,996	5,256	4,940	4,677	5,870

Tabel A.24 Data Emisi CO (%) pada CR 12.5 dengan Mapping *Ignition Timing*

RPM	Emisi CO (%) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1,019	1,156	1,136	1,116	1,206
3000	1,118	1,175	1,475	1,515	1,515
4000	1,301	1,255	1,415	1,455	1,705
5000	1,481	1,277	1,317	1,337	1,736
6000	1,842	1,616	1,716	1,666	2,165
7000	3,171	2,625	2,914	2,485	3,343
8000	5,109	4,411	4,281	4,423	5,129

Tabel A.25 Data Emisi CO (%) pada CR 13 dengan Mapping Ignition Timing

RPM	Emisi CO (%) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,442	0,451	0,441	0,372	0,461
3000	0,683	0,574	0,764	0,705	0,774
4000	0,762	0,568	0,578	0,578	0,804
5000	1,002	0,843	0,723	0,813	1,166
6000	1,511	1,117	1,058	1,068	1,441
7000	2,732	1,793	1,950	1,636	2,264
8000	4,419	3,636	3,243	3,287	4,047

Tabel A.26 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12 dengan Mapping Ignition Timing

RPM	Emisi HC (ppm) CR=12				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	82	81	80	87	89
3000	74	76	76	78	81
4000	71	73	73	76	78
5000	71	73	72	74	76
6000	76	75	77	79	81
7000	83	82	87	89	89
8000	93	98	102	104	109

Tabel A.27 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12.5 dengan Mapping Ignition Timing

RPM	Emisi HC (ppm) CR=12.5				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	76	79	77	86	87
3000	71	72	75	76	79
4000	68	70	73	74	76
5000	69	70	70	71	75
6000	74	74	75	77	78
7000	82	83	87	83	89
8000	92	99	98	102	107

Tabel A.28 Data Emisi HC (ppm) pada CR 13 dengan Mapping Ignition Timing

RPM	Emisi HC (ppm) CR=13				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	71	73	72	80	83
3000	68	70	71	72	74
4000	65	68	68	70	73
5000	65	66	67	68	70
6000	70	71	71	71	73
7000	79	78	81	77	85
8000	88	94	92	95	103

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN B - DATA HASIL PERHITUNGAN

Tabel B.1 Data Daya (kW) pada CR 12 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Daya (kW), CR 12, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1,277	1,221	1,177	1,235	1,198
3000	2,701	2,829	2,714	2,610	2,670
4000	4,035	4,106	4,048	3,927	3,814
5000	5,832	5,665	6,088	5,941	5,248
6000	8,175	7,912	8,476	8,231	7,255
7000	9,691	9,428	10,261	10,414	8,844
8000	10,132	9,940	11,092	11,426	9,331

Tabel B.2 Data Daya (kW) pada CR 12.5 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Daya (kW), CR 12.5, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1,333	1,289	1,225	1,269	1,210
3000	2,754	2,933	2,807	2,723	2,789
4000	3,977	4,269	4,161	4,023	3,998
5000	5,748	5,905	6,275	6,067	5,681
6000	7,668	7,918	8,645	8,407	7,681
7000	9,319	9,413	10,611	10,429	9,107
8000	10,249	10,141	11,434	11,660	9,606

Tabel B.3 Data Daya (kW) pada CR 13 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Daya (kW), CR 13, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1,312	1,331	1,266	1,310	1,288
3000	2,786	2,873	2,729	2,719	2,707
4000	4,102	4,190	4,152	4,090	4,061
5000	5,848	5,994	6,213	6,072	5,693
6000	7,881	8,044	8,551	8,463	7,664
7000	9,888	9,669	10,523	10,399	9,324
8000	10,683	10,124	11,334	11,484	9,631

Tabel B.4 Data BMEP (KPa) pada CR 12 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	BMEP (KPa), CR 12, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	252	241	232	244	236
3000	355	372	357	344	351
4000	398	405	400	388	377
5000	461	447	481	469	414
6000	538	521	558	542	477
7000	547	532	579	587	499
8000	500	491	547	564	461

Tabel B.5 Data BMEP (KPa) pada CR 12.5 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	BMEP (KPa), CR 12.5, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	263	255	242	250	239
3000	363	386	370	358	367
4000	393	421	411	397	395
5000	454	466	496	479	449
6000	505	521	569	553	505
7000	526	531	599	588	514
8000	506	500	564	575	474

Tabel B.6 Data BMEP (KPa) pada CR 13 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	BMEP (KPa), CR 13, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	259	263	250	259	254
3000	367	378	359	358	356
4000	405	414	410	404	401
5000	462	473	491	479	450
6000	519	529	563	557	504
7000	558	545	594	587	526
8000	527	500	559	567	475

Tabel B.7 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hour), CR 12, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,758	0,699	0,729	0,747	0,830
3000	0,384	0,353	0,371	0,427	0,448
4000	0,316	0,309	0,321	0,369	0,407
5000	0,288	0,264	0,283	0,289	0,348
6000	0,286	0,259	0,269	0,274	0,323
7000	0,303	0,296	0,268	0,279	0,382
8000	0,375	0,334	0,294	0,348	0,441

Tabel B.8 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12.5 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hour), CR 12.5, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,704	0,614	0,650	0,675	0,764
3000	0,365	0,328	0,334	0,380	0,399
4000	0,301	0,277	0,291	0,336	0,362
5000	0,264	0,236	0,246	0,264	0,300
6000	0,257	0,242	0,235	0,253	0,287
7000	0,275	0,280	0,254	0,276	0,350
8000	0,347	0,310	0,268	0,317	0,410

Tabel B.9 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 13 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hour), CR 13, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,677	0,586	0,619	0,644	0,708
3000	0,335	0,304	0,339	0,376	0,406
4000	0,279	0,262	0,289	0,327	0,353
5000	0,248	0,231	0,227	0,261	0,297
6000	0,237	0,237	0,220	0,251	0,287
7000	0,250	0,273	0,238	0,277	0,344
8000	0,325	0,313	0,272	0,304	0,414

Tabel B.10 Data η thermal pada CR 12 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Efisiensi Thermal, CR 12, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,123	0,134	0,128	0,125	0,113
3000	0,244	0,265	0,252	0,219	0,209
4000	0,296	0,303	0,291	0,254	0,230
5000	0,345	0,354	0,373	0,324	0,269
6000	0,359	0,361	0,392	0,342	0,290
7000	0,326	0,316	0,349	0,354	0,245
8000	0,249	0,280	0,319	0,269	0,212

Tabel B.11 Data η thermal pada CR 12.5 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Efisiensi Thermal, CR 12.5, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,127	0,146	0,138	0,133	0,117
3000	0,246	0,273	0,269	0,236	0,225
4000	0,298	0,324	0,308	0,267	0,248
5000	0,349	0,379	0,395	0,340	0,299
6000	0,375	0,370	0,410	0,354	0,312
7000	0,341	0,320	0,371	0,325	0,256
8000	0,258	0,289	0,334	0,283	0,219

Tabel B.12 Data η thermal pada CR 13 dengan Variasi *Ignition Timing*

RPM	Efisiensi Thermal, CR 13, E70				
	Standar	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0,127	0,137	0,139	0,134	0,121
3000	0,257	0,273	0,254	0,229	0,212
4000	0,308	0,318	0,298	0,263	0,244
5000	0,365	0,373	0,386	0,329	0,290
6000	0,400	0,363	0,405	0,343	0,300
7000	0,359	0,315	0,364	0,310	0,250
8000	0,265	0,275	0,316	0,269	0,208

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Hanapi Hasan. Penulis yang terlahir di Padang pada 29 April 1993 ini merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Hasan Maksum dan Rohani.

Penulis memulai pendidikan formal di TK Mekar Melati Padang, kemudian melanjutkan ke SD Negeri 05 Air Tawar Barat Padang. Setelah lulus tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 13 Padang, dan kemudian menyelesaikan studi jenjang menengah atas di SMA Negeri 08 Padang. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, di tahun 2011 penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Otomotif, Universitas Negeri Padang. Setelah lulus jenjang Srata 1 penulis melanjutkan studi lanjut jenjang Strata 2 periode 2015-2017 di Jurusan Teknik Mesin Program studi Rekayasa Konversi Energi, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif dalam organisasi seperti BEM Fakultas di Universitas Negeri Padang dan penulis juga aktif berinovasi dalam Program Kreativitas Mahasiswa (PKM) di Universitas Negeri Padang. Pengalaman bekerja yakni pernah menjalani kerja praktek di PT. AUTO 2000 Padang pada tahun 2014.

Email : hanapihasan7@gmail.com